

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

RENATO OBA

SIMULAÇÃO E ANÁLISE TÉRMICA DE FORNO TÚNEL
APLICADO À INDÚSTRIA CERÂMICA

Florianópolis, agosto de 2015

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

SIMULAÇÃO E ANÁLISE TÉRMICA DE FORNO TÚNEL
APLICADO À INDÚSTRIA CERÂMICA

Tese submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para Obtenção de grau de
DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA

RENATO OBA

Florianópolis, agosto de 2015

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Oba, Renato
Simulação e Análise Térmica de Forno Túnel Aplicado à
Indústria Cerâmica / Renato Oba ; orientador, Vicente de
Paulo Nicolau - Florianópolis, SC, 2015.
142 p.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Forno Túnel. 3. Cerâmica
estrutural. 4. Simulação numérica. 5. Biomassa. I. Nicolau,
Vicente de Paulo. II. Universidade Federal de Santa
Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
III. Título.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

SIMULAÇÃO E ANÁLISE TÉRMICA DE FORNO TÚNEL
APLICADO À INDÚSTRIA CERÂMICA

RENATO OBA

Esta tese foi julgada adequada para a obtenção do título de
DOUTOR EM ENGENHARIA ESPECIALIDADE ENGENHARIA
MECÂNICA sendo aprovada em sua forma final.

Vicente de Paulo Nicolau, Dr. - Orientador

Armando Albertazzi Gonçalves Junior, Dr. Eng - Coordenador do
Curso

Banca Examinadora

Vicente de Paulo Nicolau, Dr. - Presidente
Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC

Luís Mauro Moura, Dr – Relator
Pontifícia Universidade Católica do Paraná – PUC

Agenor De Noni Junior – Dr.
Universidade do Extremo Sul Catarinense - UNESC

Alexandre Kupka da Silva, Ph.D
Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC

Edson Bazzo, Dr
Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC

Jader Riso Barbosa Junior, Ph.D
Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC

Agradecimentos

Agradeço ao CNPQ e à Cerâmica Guarani pelo suporte financeiro e apoio a pesquisa.

Agradeço ao Professor Vicente de Paulo Nicolau pela orientação como professor e pesquisador

Agradeço à Universidade Federal de Santa Catarina e aos profissionais, pelas oportunidades oferecidas, em especial ao Departamento de Engenharia Mecânica.

Agradeço aos professores participantes da banca pelas críticas e sugestões e aos colegas do LabCET pelo companheirismo.

Agradeço também em especial à Talita Sauter Possamai pela contribuição em todos os trabalhos, e é claro, a meus pais (Celso e Miriam) e irmãos (Vitor e Karen).

Sumário

1	Introdução	1
1.1	Forno túnel na indústria cerâmica.....	3
1.2	Eficiência energética na indústria cerâmica	7
1.3	Objetivo do trabalho	11
2	Descrição do forno e fundamentos teóricos	13
2.1	Forno túnel analisado.....	13
2.1.1	Região de aquecimento	15
2.1.2	Região de queima	17
2.1.3	Região de resfriamento.....	18
2.2	Fundamentos teóricos.....	21
2.2.1	Combustão - lenha e derivados	22
2.2.2	Radiação	26
2.2.3	Trocas de calor por convecção e escoamento de fluidos dentro do forno	31
2.2.4	Reações na massa cerâmica.....	34
3	Análise experimental do forno	37
3.1	Metodologia experimental.....	37
3.2	Variáveis e equipamentos de medição.....	38
3.3	Medição de vazão da serragem, comburente e chaminés	39
3.4	Medição de temperatura dos escoamentos.....	45
3.5	Medição de temperatura das superfícies externas.....	45
3.6	Medição da temperatura da carga e vagoneta	45
3.7	Análise dos gases de combustão	46
3.8	Fluxos de massa e energia	46
3.9	Resultados experimentais.....	48
3.10	Variáveis medidas.....	48
3.11	Balanço de energia no forno.....	52
3.12	Curva de queima.....	53
4	Modelagem numérica – Modelo 1.....	55
4.1	Modelagem matemática.....	55
4.2	Combustão	58
4.3	Malha, convergência e esquemas numéricos.	59
4.4	Geometria.....	61
4.5	Propriedades dos domínios	62
4.6	Condições de contorno	63
4.6.1	Entrada e saída de fluxo - Meio fluido	63
4.6.2	Condições de parede.....	63
4.6.3	Condição de contorno na superfície externa da parede do forno	64

4.6.4	Carga.....	65
5	Modelagem numérica - Modelo 2	66
5.1	Conservação da massa	67
5.2	Conservação da quantidade de movimento linear	67
5.3	Conservação de energia.....	67
5.4	Equação de estado – gás ideal	68
5.5	Equacionamento final	68
5.6	Equações da Conservação Média de Reynolds e Favre ..	72
5.7	Modelo $\kappa - \epsilon$	74
5.8	Modelo de radiação: Discrete Transfer Radiative Model - DTRM.....	75
5.9	Modelo de tratamento das propriedades radiativas dos gases.....	78
5.10	Modelo de porosidade – Modelo 2	79
5.10.1	Modelo de troca de calor nos canais da carga.....	80
5.11	Discretização das equações e esquemas numéricos	84
5.12	Geometria	85
5.13	Propriedades dos domínios	85
5.14	Condições de contorno.....	86
5.14.1	Entrada de fluxo - Meio fluido	86
5.14.2	Saída de fluxo – Meio fluido	87
5.14.3	Condições de paredes.....	87
5.14.4	Função de parede.....	87
5.14.5	Condição de contorno na superfície da parede externa do forno	91
6	Resultados	93
6.1	Comparação entre os resultados experimentais e os modelos numéricos.....	93
6.1.1	Temperatura dos gases na chaminé de aquecimento e resfriamento	93
6.1.2	Balancos de energia	94
6.1.3	Temperatura na superfície externa da lateral do forno ..	97
6.1.4	Resumo e conclusão dos resultados da comparação numérico – experimental.....	97
6.2	Análise de resultados numéricos –comparação entre os Modelos 1 e 2.....	98
6.2.1	Distribuição de temperatura na superfície externa do forno	98
6.2.2	Distribuição de temperaturas na carga.....	100
6.2.3	Fluxos de energia na carga	104
6.3	Análises de resultados numéricos – Modelo 2.....	109

6.3.1	Coeficiente de troca por convecção	110
6.3.2	Curva de pressão.....	113
6.3.3	Influência do modelo de transferência de calor nos canais da carga.....	121
7	Conclusão	124
7.1	Recomendações de trabalhos futuros	126
8	Referências	127
A	– Anexo.....	133
A.1	– Teoria.....	133
A.1.1	– Estimativa da incerteza padrão.....	133
A.1.1.1	– Tipo A.....	134
A.1.1.2	– Tipo B.....	134
A.1.1.3	– Combinação de efeitos.....	135
A.2	– Estimativa das incertezas expandidas nas medições realizadas.....	136
A.2.1	– Temperatura.....	136
A.2.2	– Vazões.....	138
A.2.3	– Composição dos gases na chaminé 1.....	138
A.2.4	– Temperatura da superfície externa das paredes laterais.....	138
A.2.5	– Cálculo da incerteza nas estimativas nas taxas de energia para balanço de energia.....	138

Lista de figuras

Figura 1.1 – Cerâmica de revestimento, usando secador e fornos a rolos.	2
Figura 1.2 – Cerâmica vermelha ou estrutural, usando forno túnel.	2
Figura 1.3 – Cerâmica branca, usando forno a rolos.	3
Figura 1.4 – Produção de fritas cerâmicas – base para esmaltes cerâmicos.	3
Figura 1.5 - Curva de queima típica de um forno túnel. (adaptado de Freitas, 2007)	5
Figura 1.6 - Representação de um forno túnel típico.	6
Figura 1.7 – Forno túnel utilizando como combustível (a) Serragem; (b) Óleo combustível.	6
Figura 2.1 - Vagoneta com a carga na entrada do forno, mostrando a disposição dos elementos da carga.	14
Figura 2.2 Representação do forno túnel em análise (a) seção longitudinal (b) seção transversal.	15
Figura 2.3 - Região de aquecimento.	16
Figura 2.4 – Região de aquecimento – Vista do teto.	16
Figura 2.5 – Representação da região de queima (a) vista superior da região de queima (b) vista lateral.	18
Figura 2.6 - Região de queima: admissão de serragem e ar.	18
Figura 2.7 – Região de resfriamento	20
Figura 2.8 - Região de resfriamento rápido.	20
Figura 2.9 – Extração ar de resfriamento (região de resfriamento).	21
Figura 2.10 – Transferência de energia envolvida.	22
Figura 2.11 – Representação dos queimadores entre as cargas.	22
Figura 2.12 - Radiação em meio: (a) semitransparente, (b) material opaco.	27
Figura 2.13 - Espectro de absorção de radiação na faixa infravermelha, visível e ultravioleta (UV) para CH ₄ , CO ₂ , H ₂ O, O ₂ , O ₃ , N ₂ O e a atmosfera (adaptado de Howard, 1959 e Robinson, 1951).	29
Figura 2.14 – Atenuação da intensidade de radiação de um feixe devido à absorção de energia em um meio participante.	30
Figura 2.15 - Parede plana isotérmica.	31

Figura 2.16 - Escoamento laminar e turbulento: (a) variação de temperatura com o tempo e (b) representação de placa plana com escoamento paralelo.	33
Figura 2.17 - Representação das diferentes técnicas de resolução da turbulência (adaptado de Blasek, 2005).	34
Figura 3.1 – Pontos de medição ao longo do forno em análise.	39
Figura 3.2 – Alimentador de serragem e ar para a combustão.	40
Figura 3.3 – Representação da chaminé 1, de secção quadrada, em alvenaria, disposta na horizontal, na região de aquecimento.	41
Figura 3.4 – Exaustão do ar -chaminé 2- ao fundo da região de resfriamento, com tubulação para o secador. No primeiro plano o sistema de injeção de ar do resfriamento rápido.	41
Figura 3.5 – Valores de r e x para a tomada de pressão com o tubo de Pitot, com valores dados na Tabela 3.2.	42
Figura 3.6 – Injeção de ar frio na região de resfriamento.	44
Figura 3.7 – Insuflamento de ar para o resfriamento final.	45
Figura 3.8 – Disposição da carga na saída do forno.	46
Figura 3.9 – Temperatura dos gases da combustão na chaminé.	50
Figura 3.10 – Composição dos gases de combustão e excesso de ar na chaminé de saída.	51
Figura 3.11 – Distribuição de temperaturas na superfície externa da parede lateral esquerda, em três alturas da superfície.	52
Figura 3.12 – Distribuição de temperatura dos gases ao longo do comprimento do forno, formando a curva de queima.	54
Figura 4.1 – Direção do fluxo prescrito para os gases utilizados na modelagem do Caso 1.	57
Figura 4.2 – Aplicação da malha na seção transversal do forno.	60
Figura 4.3 – Aplicação da malha na secção longitudinal do forno.	60
Figura 4.4 – Direção do fluxo dos gases.	62
Figura 5.1- Hierarquia dos modelos atuais de turbulência. Abreviações: DNS = DirectNumericalSimulation; LES = LargeEddySimulation; RANS = Equações da conservação	

média de Reynolds; 1 st order = fechamento da turbulência de primeira ordem; 2 st order = fechamento da turbulência de segunda ordem; RST = Modelos de transporte da tensão de Reynolds; ARS = Modelos algébricos da tensão de Reynolds; 0, 1, ou 2 Eq. = Modelos de zero, uma e duas equações. (Adaptado de Blazek, 2001).	70
Figura 5.2 – Exemplos de formatos de montagem de pilha de carga para queima em forno túnel.	79
Figura 5.3 – Configuração da carga e canais internos.	82
Figura 5.4 – Fatias transversais de fluido para cálculo da sua temperatura média em cada seção do forno.	83
Figura 5.5 – Representação da geometria do modelo numérico.	86
Figura 5.6 - Distribuição de velocidade em uma camada limite turbulenta típica. Adaptado de Mathieu e Scott (2000).	88
Figura 6.1 – Temperatura dos gases na chaminé de aquecimento (chaminé 1), na chaminé de resfriamento (chaminé 2) e a temperatura de saída da carga - comparação entre experimental e numérico.	94
Fig. 6.2 – Curva de queima experimental e dos Modelos1 e 2.	96
Figura 6.3 – Temperatura da parede esquerda: Experimental, Modelo 1, Modelo 2.	97
Figura 6.4 – Distribuição de temperatura externa: (a) parede esquerda do forno; (b) teto do forno – Modelo1.	99
Figura 6.5 – Distribuição de temperatura na superfície externa do teto ao longo do comprimento do forno – comparação entre os modelos numéricos.	100
Figura 6.6 – Distribuição de temperatura da carga ao longo do comprimento do forno: lateral esquerda da carga - superior; plano médio vertical da carga - inferior.	101
Figura 6.7 – Distribuição de temperatura da carga ao lado do comprimento do forno: topo da carga - superior; plano médio horizontal da carga - inferior.	102
Figura 6.8 – Distribuição de temperatura no topo da carga ao longo do comprimento do forno – Modelo 2	103
Figura 6.9 – Distribuição de temperatura da carga ao longo do comprimento do forno em uma linha central da mesma – comparação entre os modelos numéricos.	104
Figura 6.10 – Fluxo de energia no topo da carga: (a)	106

convecção; (b) radiação; (c) total.

Figura 6.11 – Fluxo de troca de calor por convecção, radiação e total na superfície do topo da carga. 107

Figura 6.12 – Comparação do fluxo de calor convectivo entre o Modelo1 e o Modelo 2. 108

Figura 6.13 – Comparação do fluxo de calor radiativo entre os Modelos 1 e 2. 108

Figura 6.14 – Coeficiente de convecção na linha média no topo da carga ao longo do forno. 111

Figura 6.15 – Coeficiente de convecção no topo da carga ao longo do comprimento do forno. 112

Figura 6.16 – Curva de pressão estática dos gases dentro do forno – linha média da cavidade entre carga e parede. 114

Figura 6.17 – Comparação com a curva de pressão estática para diminuição do fluxo de ar de resfriamento. 115

Figura 6.18 – Variação da temperatura dos gases com a redução dos gases do resfriamento lento. 116

Figura 6.19 – Distribuição de temperatura da carga com a redução da injeção de ar no resfriamento lento. 117

Figura 6.20 – Vetores de velocidade do fluido no vão lateral do forno, entre a carga e a parede, no final da região de queima e início do resfriamento, este à esquerda (Caso Padrão – superior; Caso Fluxo 2 – inferior). 119

Figura 6.21–Vetores de velocidade do fluido no vão do forno, entre a carga e a parede, no fim da região de queima, com o resfriamento à esquerda (Caso Padrão – superior; Caso Fluxo 2 – inferior). 120

Figura 6.22 – Perfis de temperatura dos gases considerando a carga porosa móvel, sólida móvel e sólida parada. 121

Figura 6.23 – Distribuição de temperatura na linha média da carga considerando os modelos “poroso”, carga sólida e carga sólida estática ($u=0$). 122

Lista de tabelas

Tabela 1.1 - Temperaturas típicas de queima (Remmey, 1994).	5
Tabela 1.2 - Consumo energético na indústria cerâmica catarinense (Fonte: BEE - Setor Industrial, 2014)	7
Tabela 1.3 – Custos médios na produção de tijolos/telhas no Brasil. (Fonte: Schwob et. al., 2008).	7
Tabela 1.4 - Consumo específico de produtos cerâmicos queimados em forno túnel	9
Tabela 2.1- Detalhes do forno túnel.	14
Tabela 2.2 - Composição química e propriedades da lenha (base mássica seca).	26
Tabela 2.3 -Emissividade de materiais refratários em função da temperatura (Hubble, 1998).	28
Tabela 2.4 - Reação de decomposição (Remmey, 1994).	35
Tabela 3.1 – Variáveis, métodos e pontos de medição.	38
Tabela 3.2 - Divisão da seção circular e da seção retangular para N = 4 pontos de áreas iguais.	43
Tabela 3.3 - Propriedades da carga.	48
Tabela 3.4 - Variáveis medidas.	49
Tabela 3.5 – Vazão de ar insuflado no resfriamento rápido.	49
Tabela 3.6 – Temperatura da carga.	51
Tabela 3.7 – Balanço de energia no forno.	52
Tabela 4.1 – Propriedades dos gases, paredes e da carga.	63
Tabela 4.2 - Condições de contorno para o modelo numérico na resolução dos casos experimentais 1 e 2.	65
Tabela 5.1 - Valores de constantes do modelo de turbulência adotados.	75
Tabela 5.2 - Condições de contorno para o modelo numérico na resolução dos Casos experimentais 1 e 2.	92
Tabela 6.1 – Balanço de energia experimental, Modelo 1 e Modelo 2.	95
Tabela 6.2 – Vazão de fluido nas chaminés do forno com mudança nos fluxos de injeção na zona de resfriamento.	115
Tabela 6.3 – Comparação no balanço de energia com a redução do insuflamento de ar na região de resfriamento.	117
Tabela 6.4–Comparação do balanço de energia no forno para diferentes velocidades da carga e mesma produção.	123
Tabela A.1 – Incertezas associadas com a medição de temperatura nas chaminés (°C).	137

Tabela A.2 – Incertezas associadas com a medição de vazão de fluido nas chaminés de aquecimento (chaminé 1) e resfriamento (chaminé 2).	140
Tabela A.3 – Incertezas associadas com a medição de composição dos gases (% ¹)	141
Tabela A.4 – Incertezas associadas com a medição de temperatura das superfícies laterais externas do forno (°C)	142

Lista de símbolos

A	Área	m^2
a	Coeficiente de absorção	m^{-1}
b	Peso do gás cinza	-
B_i	Força de corpo por unidade de volume	N m^{-3}
c	Quantidade de carbono presente no combustível	-
C_p	Calor específico a pressão constante	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
C_μ	Constante empírica da turbulência	-
C_{ε_1}	Constante empírica da turbulência	-
C_{ε_2}	Constante empírica da turbulência	-
C_1	Constante	-
C_2	Constante	-
\dot{E}	Taxa de energia	W
F_{ij}	Fator de forma	-
g	Aceleração da gravidade	m s^{-2}
H	Entalpia Total	J kg^{-1}
h	Entalpia específica	J kg^{-1}
h	Quantidade de hidrogênio presente no combustível	-
h_{conv}	Coeficiente de convecção	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
H_m	Indicação de altura	m
i_s	Intensidade de radiação residual	W m^{-2}
i_0	Intensidade de radiação entrando	W m^{-2}
k	Condutividade térmica	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
$k_{95\%}$	Coeficiente de Student 95% confiança	-
L	Comprimento característico	m
M	Espécie química	
\dot{m}	Fluxo de massa	kg s^{-1}
Nu	Número de Nusselt	-
o	Quantidade de oxigênio presente no combustível	-
p	Pressão	Pa
PCI	Poder calorífico inferior	J kg^{-1}
PCS	Poder calorífico superior	J kg^{-1}
Pr	Número de Prandtl	-
q	Taxa de transferência de calor	W
q''	Fluxo de calor	W m^{-2}
R	Constante universal dos gases	$\text{J mol}^{-1} \text{K}^{-1}$

Ra	Número de Rayleigh	-
Re	Número de Reynolds	-
r_i	Taxa de reação	mol s^{-1}
s	Espessura do meio	m
\dot{S}	Fonte volumétrica de energia	W m^{-3}
s	Quantidade de enxofre presente no combustível	-
Sc	Número de Schmidt	-
S_{fluido}	Fonte de energia volumetrica do fluido	W m^{-3}
T	Temperatura	K
t	Tempo	s
U	Coeficiente global de transferencia de calor	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
u	Velocidade	m s^{-1}
u^+	Velocidade adimensional	-
u^*	Velocidade de fricção	m s^{-1}
V	velocidade	m s^{-1}
Vol	Volume	m^3
V_{em}	Elemento de volume	m^3
x	Componente espacial	m
Y_i	Fração mássica do componente i	-
W	Massa molecular	kg mol^{-1}
w	Quantidade de umidade presente no combustível	-

Sobrescrito

—	Média de Reynolds
~	Média de Favre

Subscrito

air	Ar
eff	Efetivo
env	Ambiente
f	Fluido
in	Entrada
load	Carga
out	Saída
R	Resolução

Re	Repetitividade
ref	Referência
sur	Superfície
t	Termos turbulentos

Letras gregas

α	Difusividade térmica	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
β	Coeficiente de expansão térmica	K^{-1}
δ_{ij}	Delta de Kronecker	-
ε	Emissividade	-
ε	Dissipação da energia cinética turbulenta	$\text{m}^2 \text{s}^{-2}$
ε_g	Emissividade do gás	-
κ	Energia cinética turbulenta	$\text{m}^2 \text{s}^{-2}$
λ	Condutividade térmica	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
μ	Viscosidade absoluta	Pa s
μ_t	Viscosidade dinâmica turbulenta	Pa s
ν	Viscosidade cinemática	$\text{m}^2 \text{s}$
ν'	Coeficiente estequiométrico do reagente	mol
ν''	Coeficiente estequiométrico do produto	mol
ρ	Massa específica	Kg m^{-3}
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-4}$
τ_{ij}	Tensor tensão	Pa
τ_t	Intervalo de tempo	s
ϕ	Variável	-

Resumo

Este trabalho apresenta uma abordagem numérica e experimental aplicada a fornos túnel, usados na produção de blocos cerâmicos. Na parte experimental foi feito um levantamento detalhado sobre as variáveis envolvidas no processo, como as vazões de ar e de gases de combustão, consumo de combustível, produção e temperaturas diversas. Análises de gases de combustão também foram efetuadas. A simulação numérica foi feita através de modelo numérico desenvolvido com o auxílio de um software comercial, capaz de resolver o problema térmico de um forno túnel completo e analisar a influência de diversos parâmetros na operação do equipamento. O modelo é baseado no método dos Volumes Finitos e resolve o problema do escoamento de gases, a movimentação da carga e as trocas de calor no interior do forno. Para a modelagem dos fenômenos da turbulência e radiação foram empregados os modelos RANS e DTRM, respectivamente. Resultados como o padrão de escoamento de gases no interior do túnel e da carga, perfis de temperatura diversos, a influência de detalhes construtivos do forno, parcelas de distribuição da energia da combustão foram obtidos. Comparações entre os resultados experimentais e numéricos foram executadas, demonstrando que o modelo é bastante adequado para estimar o comportamento térmico global deste tipo de forno.

Palavras-chaves: forno túnel, cerâmica estrutural, simulação numérica, transferência de calor, biomassa.

Abstract

This work presents a numerical and experimental analysis of a tunnel kiln, applied to the production of ceramic bricks. The experimental approach consists of a detailed survey of the variables involved in the process, as the flow of air and combustion gas, fuel consumption, production and temperatures. Flue gas analyzes were also performed. The numerical analysis was performed through numerical modeling developed with the assistance of commercial software, able to solve the heat problem of a complete tunnel kiln and analyze the influence of various parameters in operating the equipment. The model is based on the finite volume method and solves the problem of gas flow, the movement of the load and heat exchange within the furnace. For the modeling of turbulence and radiation phenomena were employed a RANS and the DTRM models, respectively. Results as gas flow inside the tunnel, temperature profiles, the influence of constructive details of the furnace and the energy distribution plots were obtained. Comparisons between experimental and numerical results were performed, showing that the model is quite adequate to estimate the overall thermal behavior of this type of kiln.

Keyword: tunnel kiln, structural ceramic, numerical simulation, heat transfer, biomass

1 Introdução

No Brasil, e também no mundo, a indústria cerâmica se destaca devido ao grande uso dos seus produtos. Esse setor industrial é dividido em diversos subsetores, que se caracterizam pelo produto fabricado. A fabricação de pisos e azulejos é englobada pelo subsetor de cerâmica de revestimento, o subsetor mais significativo da cerâmica devido à grande produção e ao elevado valor agregado de seus produtos. O subsetor de cerâmica vermelha conta com a fabricação dos produtos de coloração vermelha e de uso na construção civil, como tijolos, telhas e blocos cerâmicos. Louça de mesa e sanitária, assim como cerâmicas técnicas para fins diversos são separados no subsetor de cerâmica branca devido a sua característica de coloração branca da cerâmica queimada. Nos subsetores menores ainda se encontram os subsetores de fritas cerâmicas e corantes, empregadas na constituição do esmalte cerâmico, e os subsetores de refratários e de cerâmicas avançadas com usos específicos em processos de alta temperatura e uso tecnológico onde uma pureza elevada de material cerâmico se faz necessária, respectivamente. As Figuras 1.1 a 1.4 mostram os produtos dos subsetores de cerâmica de revestimento, cerâmica vermelha, cerâmica branca e fritas. Esta é atualmente a classificação empregada pela Associação Brasileira de Cerâmica.

Em produção brasileira, os setores de cerâmica de revestimento e cerâmica vermelha se sobressaem com 1.039 milhões de m² de revestimentos em 2014 (Anfacer – Associação Nacional dos Fabricantes de Cerâmica para Revestimento) e 60 bilhões de peças por ano de cerâmica vermelha em 2008 (Anicer – Associação Nacional da Indústria de Cerâmica). Uma característica bastante marcante de ambos os subsetores é o emprego de fornos de longo comprimento para a denominada queima da cerâmica de forma contínua. Para cerâmica de revestimento são utilizados fornos a rolo, enquanto que para a cerâmica vermelha são utilizados fornos túnel. Neste último o nome deriva do próprio formato do forno, em forma de túnel, através do qual passa a carga cerâmica a ser queimada.



Figura 1.1 – Cerâmica de revestimento, usando secador e fornos a rolos.



Figura 1.2 – Cerâmica vermelha ou estrutural, usando forno túnel.



Figura 1.3 – Cerâmica branca, usando forno a rolos.



Figura 1.4 – Produção de fritas cerâmicas – base para esmaltes cerâmicos.

1.1 Forno túnel na indústria cerâmica

Para atingir as características de cor, porosidade, resistência mecânica, o material cerâmico precisa passar por um ciclo térmico com diferentes temperaturas e taxas de

resfriamento e aquecimento. Esse ciclo térmico é denominado de curva de queima. Como as características específicas de cada produto diferem entre si, curvas de queima de diferentes produtos também diferem entre si. Uma curva de queima característica para a produção de tijolos é mostrada na Figura 1.5. A maior temperatura do ciclo ocorre na região chamada de queima. Valores típicos de temperatura de queima para diferentes materiais cerâmicos estão apresentados na Tabela 1.1. A rampa de pré-aquecimento representa a subida gradativa de temperatura no início do ciclo térmico da queima. Seu principal objetivo é retirar a umidade restante nas peças cerâmicas após a sua secagem prévia e aquecê-las a uma temperatura muito próxima à de queima. Sua velocidade é limitada de forma a evitar quebra das peças cerâmicas na perda da umidade residual e na deformação volumétrica do material. O patamar de queima é mantido durante certo tempo, a fim de garantir a sinterização de toda a pilha de peças. Após a queima estas peças são resfriadas em diferentes taxas ao longo do percurso final, garantindo o resfriamento do material e evitando quebras devido à dilatação volumétrica. Em cada etapa ocorrem reações químicas específicas na massa cerâmica, necessárias à obtenção das propriedades requeridas ao material na sua forma final, pronta para o consumo.

Uma das características principais dos fornos túnel é o seu grande comprimento, podendo atingir até 200 metros (Remmey, 1994). Ao longo deste comprimento ocorrem três regiões distintas: aquecimento, queima e resfriamento. Biomassa, gás natural e óleo combustível se destacam como os principais combustíveis usados neste tipo de forno. Na Figura 1.6 é mostrada uma representação em corte de um forno túnel, identificando as três regiões e alguns de seus acessórios. A região de queima de dois fornos é mostrada nas imagens das Figuras 1.7 (a) e (b). Na primeira é possível visualizar as fornalhas para a queima de serragem na lateral do forno. O forno da Figura 1.7 (b) funciona com a queima de óleo de xisto, onde os queimadores são instalados no teto da região de queima, conforme a imagem apresentada.

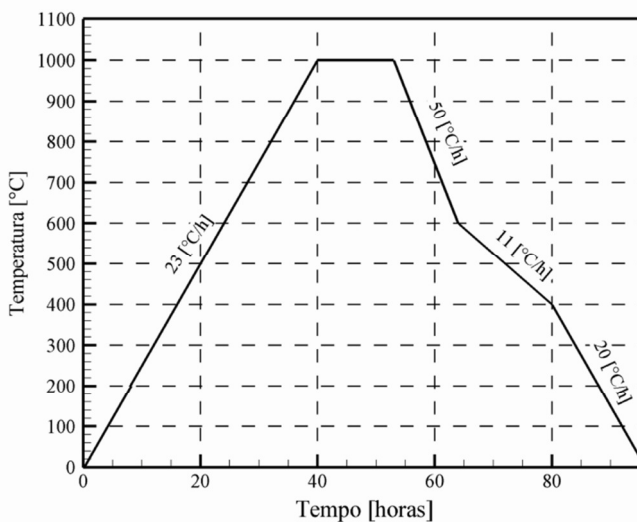


Figura 1.5 - Curva de queima típica de um forno túnel. (adaptado de Freitas, 2007)

Tabela 1.1 - Temperaturas típicas de queima (Remmey, 1994).

Produto cerâmico	Temperatura de queima [°C]
Tijolo comum	1000 - 1100
Tijolo para fachada	1050 - 1150
Manilhas	1100 - 1150
Telhas	1100 - 1150
Porcelanato	1270 - 1330
Porcelana artística	1000 - 1200
Refratário	1260 - 1540
Sílica	1450 - 1510
Sanitários	1200 - 1300
Piso	1100 - 1230
Azulejo	1000 - 1230

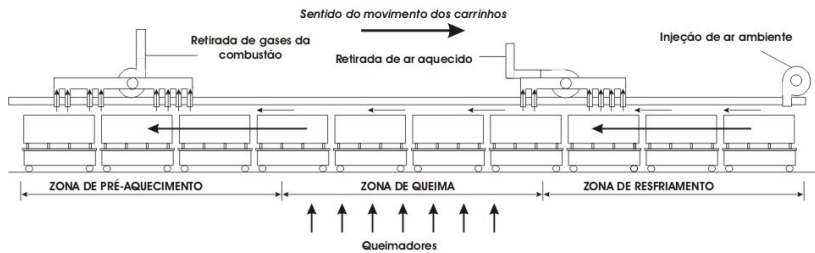


Figura 1.6 - Representação de um forno túnel típico.

(a)



(b)



Figura 1.7 – Forno túnel utilizando como combustível (a) Serragem; (b) Óleo combustível.

1.2 Eficiência energética na indústria cerâmica

Uma característica bastante marcante de fornos usados na indústria cerâmica, de um modo geral, é o seu alto consumo de energia, necessário para atingir as altas temperaturas promovendo a queima do material cerâmico.

Cerca de 33% (1.417,4 mil tep) do consumo final de energia do setor industrial em 2012, em Santa Catarina, foi destinado à indústria cerâmica (BEE – Setor industrial, 2014). Neste estado, a lenha é o combustível mais usado, atingindo 69,5% (985 mil tep) da energia total utilizada no setor, impulsionada principalmente pelo seu baixo custo e disponibilidade. O segundo combustível mais utilizado no setor é o gás natural, com 21,6% (305,5 mil tep). Os dados para o ano de 2011 são muito próximos, conforme a Tabela 1.2.

O custo energético representa uma das principais despesas do setor. A Tabela 1.3 indica os custos médios em uma empresa de fabricação de tijolos/telhas brasileira. O custo com o combustível para queima no forno e no secador representa aproximadamente 1/4 dos custos totais do processo e fabricação.

Tabela 1.2 - Consumo energético na indústria cerâmica catarinense (Fonte: BEE - Setor Industrial, 2014)

Fontes	2011		2012	
	mil tep	%	mil tep	%
Óleo Combustível	1,5	0,1	1,7	0,1
Gás Natural	308,8	22,0	305,5	21,6
Carvão	53,3	3,8	63,2	4,5
Lenha	985,0	70,1	985,3	69,5
Eleticidade	56,0	4,0	61,7	4,4
Total	1.404,5	100,0	1.417,4	100,0

Tabela 1.3 – Custos médios na produção de tijolos/telhas no Brasil. (Fonte: Schwob et. al., 2008).

Componente	(%)	Componente	(%)
Mão de obra	29,5	Manutenção	11,7
Combustível para queima	25,4	Matéria prima	9,1
Eleticidade	17,8	Outros	6,5

Segundo Facincani (1993), da energia térmica consumida no processo de fabricação de tijolos/telhas, aproximadamente 2/3 correspondem à energia consumida no forno e 1/3 à energia consumida no secador, empregado previamente ao forno na retirada da umidade da carga.

Para caracterizar o consumo de energia de um forno um parâmetro usado para comparação é o consumo específico. Este parâmetro é definido como a energia gasta para a queima de 1 kg de produto cerâmico.

A energia necessária para a queima do material cerâmico em um forno túnel é estimada em 1,4 a 2,4 MJ/kg de tijolo (Prasertsan e Theppaya, 1995); porém levantamentos em campo estimam consumos na faixa de 2 a 3,5 MJ/kg de tijolo em diferentes regiões, conforme indicado na Tabela 1.4. Controlar esse consumo envolve considerar a influência de vários parâmetros no funcionamento do equipamento, como tipo e posicionamento de queimadores, injeção de ar frio na zona de resfriamento, montagem da carga e vários outros.

No final da década de 60, trabalhos começaram a ser publicados com foco na modelagem de fornos túnel com o objetivo de estimar o impacto das diferentes variáveis envolvidas no funcionamento de um forno túnel. Os primeiros trabalhos (Gardiek e Scholz., 1981; Abbakumov, 1968) modelaram o problema análogo a um trocador de calor de contra-corrente na zona de aquecimento e resfriamento, devido a movimentação da carga contrária ao fluxo de gases e a zona de queima como um reator de mistura perfeita, fornecendo o perfil de temperatura ao longo do comprimento do forno para os gases e para a carga, desconsiderando o gradiente de temperatura vertical e transversal. A carga, arranjada em vagonetas separadas, foi considerada contínua ao longo do forno. As paredes do forno foram consideradas adiabáticas e a perda de energia para o ambiente foi desconsiderada.

Dugwell e Oakley (1988), Dugwell e Oakley (1986) e Yu (1994) publicaram trabalhos complementares seguindo a mesma linha de modelagem de Gardiek e Scholz (1981) e Abbakumov (1968). A modelagem da zona de aquecimento e resfriamento como trocador de calor foi substituída pela resolução do fenômeno de troca de calor por convecção entre gás e carga, e entre gás e parede e radiação entre carga e parede. Valores de

coeficiente de convecção estimados experimentalmente foram empregados na estimação da troca convectiva. O método de zonas, considerando as superfícies como negras, foi utilizado na modelagem da radiação. Para resolução numérica e obtenção do perfil de temperatura na carga e dos gases em duas dimensões (vertical e longitudinal), o forno foi dividido em seções modeladas como reatores pistonado (zonas de resfriamento e aquecimento) e de mistura perfeita (zona de queima). A perda para o ambiente novamente não foi contabilizada e a carga foi considerada contínua.

Tabela 1.4 - Consumo específico de produtos cerâmicos queimados em forno túnel

queimados em forno túnel.		
Autores	Consumo específico [MJ por kg produto]	Produto
Caddet (1993)	2,2	Tijolos
Santos (2001)	3,6	Tijolos
Dadam, (2005)	2,0	Tijolos
Oba (2014)	2,8	Telhas
Nicolau (2009)	3,5	Tijolos
Mancuhan (2006)	2,0 a 3,5	Tijolos

A mesma modelagem de sequência de reatores plug-flow e well-stired foi empregada por Halasz et al. (1988), com a apresentação de uma metodologia de otimização com o objetivo de estimar o consumo ótimo de energia por produto produzido dada a configuração do forno.

Carvalho et al. (1997) avançaram com a mesma modelagem unidimensional baseada em divisões transversais ao longo do forno, modeladas como sequência de reatores, obtendo o perfil de temperatura longitudinal unidimensional dos gases e da carga.

A mesma metodologia foi aplicada por Santos (2001), resolvendo balanços de energia em seções discretizadas, em uma modelagem unidimensional de transferência de calor de um forno túnel com queima de serragem.

Todos os trabalhos anteriores foram comparados com dados levantados em fornos túnel reais, durante a condição de operação em regime permanente. Seus resultados indicaram a

possibilidade do uso desta metodologia para a estimativa de curvas de queima e análises de economia de combustíveis e efeitos dos fluxos de ar impostos em cada parte do forno.

Com foco na otimização de parâmetros para condições determinadas de operação com queima de carvão como combustível, Kaya et al. (2008) realizou um estudo sobre a recuperação do ar utilizado na região de resfriamento, aplicando novamente modelagem dinâmica, seguindo a linha dos trabalhos de Carvalho et al. (1997) e Yu (1994). O resultado consistiu na obtenção de um perfil de temperatura 1-D e na otimização da entrada do fluxo de massa. Um segundo estudo de Kaya et al. (2009) com a mesma modelagem, avaliou a otimização do fluxo de massa na região de queima.

Até este ponto a modelagem numérica foi abordada sem a resolução do escoamento de gases dentro do forno túnel e com a metodologia da aplicação de balanços e trocas de calor sem considerar a geometria interna do forno, sempre na forma de modelos dinâmicos.

Mais recentemente, com o avanço computacional, surgiram os trabalhos com a aplicação da metodologia de volumes finitos. Naccache et al. (2005) modelaram um forno túnel a gás natural com um modelo bidimensional onde uma fatia longitudinal do forno foi resolvida, desprezando as variações na direção vertical do forno. A combustão não foi resolvida, sendo modelada como a injeção dos produtos da combustão com temperatura prescrita. A carga foi modelada novamente como contínua, sendo considerada um meio poroso homogêneo. Com a modelagem bidimensional em volumes finitos, a geometria interna do forno foi considerada e perfis de temperatura longitudinais e transversais na carga e gases indicaram uma variação importante de temperatura no sentido transversal. O campo de velocidade para escoamento interno e o campo de pressões também foram estimados.

Oba (2011) aplicou a modelagem de volumes finitos na resolução do problema térmico tridimensional de um forno túnel. Assim como no trabalho de Naccache et al. (2005), a combustão não foi resolvida, sendo modelada como pontos de injeção dos produtos da combustão com temperatura prescrita. A troca térmica por radiação foi considerada entre as superfícies internas do forno com as superfícies da carga. O escoamento de fluidos no forno foi modelado como não participante na radiação. O fluxo

dos gases de combustão e ar para o resfriamento foi considerado como prescrito. Desta forma, a equação de Navier-Stokes não foi resolvida numericamente, não se estabelecendo um gradiente de pressão no interior do forno.

Até o presente momento, a maior parte dos trabalhos realizados permitiu a análise de parâmetros globais, como fluxos de ar e de combustível, não possibilitando analisar os fluxos de energia nas paredes do forno e na carga em todas as dimensões, importantes na qualidade e diminuição de perdas de energia do conjunto. Ainda, apenas o trabalho de Naccache et al (2005) apresentou de fato a resolução do escoamento de fluido dentro do forno, ainda que bidimensional, importante na regulação da curva de queima. Na resolução tridimensional dos fenômenos de troca de calor apenas o trabalho de Oba et al (2014), apresenta resultados, porém com a desvantagem da falta de resolução do escoamento de fluido no forno.

Assim sendo, não há ainda trabalhos onde a resolução dos fenômenos de troca de calor seja modelada na forma tridimensional real do problema de um forno túnel, sendo este, então, o foco deste trabalho.

1.3 Objetivo do trabalho

Este trabalho tem dois objetivos principais. O primeiro consiste em modelar os fenômenos de transferência de calor e mecânica dos fluidos em fornos túnel com uma maior profundidade do que a encontrada atualmente. Este modelo permite estimar os gradientes de pressão, temperatura e fluxos de energia em qualquer ponto da geometria tridimensional de um forno túnel, com passagem de uma carga contínua no seu interior. O segundo objetivo é comparar o modelo através da medição e análise de dados experimentais coletados em um forno túnel real em operação.

Esta tese está dividida em sete capítulos, na seguinte sequência:

Capítulo 1: Introdução. Descreve o funcionamento básico de um forno túnel genérico. Apresenta também um levantamento da literatura atual referente a trabalhos publicados relacionados com a modelagem de forno túnel.

Capítulo 2: Fundamentos. Detalhes da geometria e funcionamento do forno em estudo são descritos. Ainda, são

apresentados os principais fenômenos físicos e químicos presentes no forno túnel.

Capítulo 3: Análise experimental e resultados. Neste capítulo são descritos os equipamentos utilizados na medição de vazão, temperatura e também é realizada uma análise dos gases de combustão no forno em operação.

Capítulos 4 e 5: Modelagem numérica. Os modelos matemáticos e técnicas numéricas utilizadas são apresentados nestes capítulos.

Capítulo 6: Resultados numéricos. A apresentação dos resultados numéricos, bem como a comparação dos resultados numéricos com os experimentais é feita neste capítulo.

Capítulo 7: Conclusão.

2 Descrição do forno e fundamentos teóricos

Este capítulo apresenta os fundamentos do problema abordado e detalhes do forno analisado.

2.1 Forno túnel analisado

Conforme comentado, o forno túnel é um equipamento que opera de forma contínua, usado na queima de produtos cerâmicos diversos, como tijolos, blocos estruturais, telhas e louças. Neste trabalho foi analisado um forno túnel destinado à produção de tijolos e elementos vazados. A carga possui 1,50 x 2,30 x 1,45 metros de comprimento, largura e altura, respectivamente. A vagoneta, equipamento responsável pelo transporte da carga ao longo do forno, possui 1,75 x 2,30 x 0,40 metros de comprimento, largura e altura. A Figura 2.1 apresenta a vagoneta com a carga entrando no forno, no início da zona de aquecimento.

A geometria do forno possui a forma de um grande paralelepípedo de 3,0 metros de altura, 4,6 metros de largura e 128,0 metros de comprimento. As paredes são compostas por duas camadas de tijolos maciços comuns e uma camada de tijolo refratário. As espessuras das paredes laterais e do teto são de aproximadamente 1,0 m. A Tabela 2.1 apresenta as principais dimensões e características do forno em análise. A Figura 2.2 (a) mostra um desenho esquemático do forno com as suas três regiões de operação e os equipamentos instalados. A Figura 2.2 (b) representa um corte transversal da região de queima, com as respectivas dimensões externas e internas, bem como o posicionamento da carga e da vagoneta.

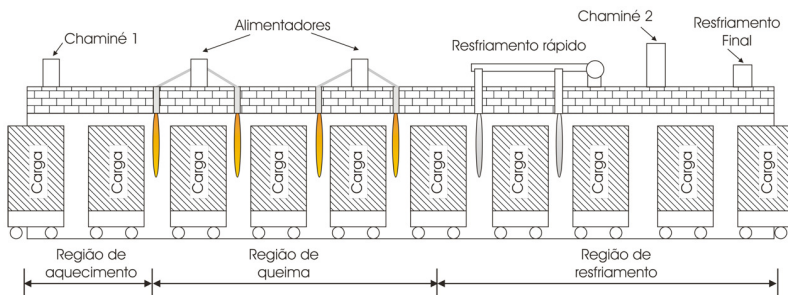


Figura 2.1 - Vagoneta com a carga na entrada do forno, mostrando a disposição dos elementos da carga.

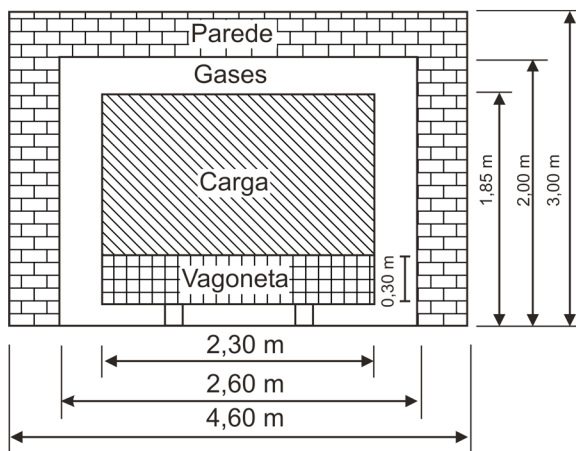
Tabela 2.1- Detalhes do forno túnel.

Denominação	Variáveis	Unidades
Região de aquecimento	37,80	[m]
Região de queima	50,00	[m]
Região de resfriamento	40,20	[m]
Comprimento total	128,00	[m]
Altura do forno (externo e interno)	3,00 x 2,0	[m]
Largura do forno (externo e interno)	4,60 x 2,60	[m]
Vagoneta (comprimento, largura e altura)	1,75 x 2,30 x 0,40	[m]
Carga (comprimento, largura e altura)	1,5 x 2,30 x 1,45	[m]
Tempo de queima	36	[h]
Velocidade das vagonetas	3,2	[m/h]
Produção	7,99	[ton/h]
Consumo de serragem	23,17	[ton/dia]

Descrição do forno e fundamentos teóricos



(a)



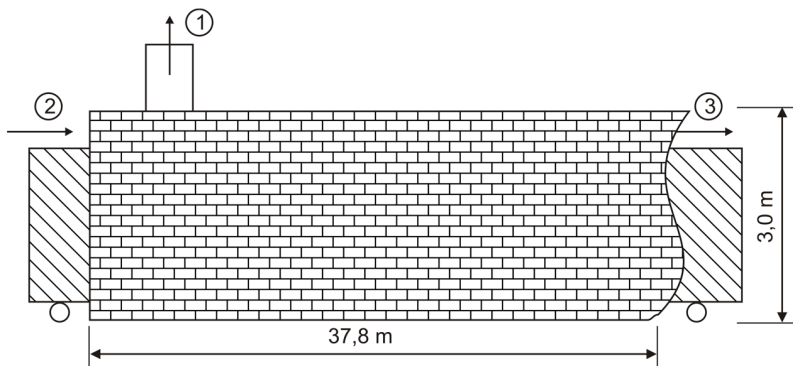
(b)

Figura 2.2 Representação do forno túnel em análise (a) seção longitudinal (b) seção transversal.

2.1.1 Região de aquecimento

A região de aquecimento tem como função aquecer a carga de forma gradativa, através da troca de calor com os gases de combustão em contra-corrente, preparando-a para a entrada na região de queima. O processo de aquecimento também promove a secagem residual do material. Ao entrar no forno as peças possuem uma umidade residual da secagem incompleta, ou ainda uma parcela de umidade proveniente da reabsorção do ambiente após a secagem. No aquecimento das peças ocorrem reações químicas e físicas, como a gaseificação e queima dos

compostos orgânicos e a transformação do quartzo da fase alfa para a fase beta. Na Figura 2.3 estão mostradas as partes construtivas da região de aquecimento, enquanto a Figura 2.4 apresenta uma imagem do teto do forno, relativa à esta mesma região. Na Figura 2.4 o duto de alvenaria mostrado ao fundo, disposto na posição horizontal sobre o teto é o condutor de exaustão dos gases da combustão, diretamente para a chaminé.



- 1 - Exaustão dos gases de combustão - Chaminé 1
- 2 - Entrada da carga no forno
- 3 - Entrada da carga na região de queima

Figura 2.3 - Região de aquecimento



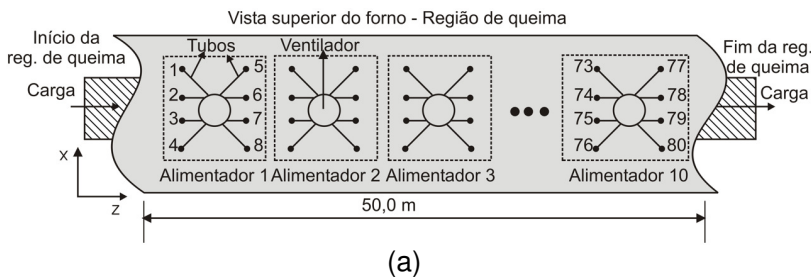
Figura 2.4 – Região de aquecimento – Vista do teto.

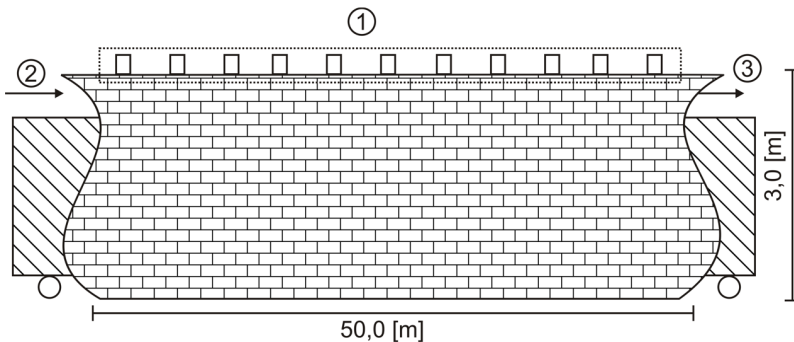
2.1.2 Região de queima

O forno analisado usa serragem seca e fina como combustível. Um sistema de alimentação provido de um caracol e um reservatório recebe a serragem via correia transportadora. O sistema de alimentação possui um controle de velocidade através de um inversor de frequência e um sistema de controle específico comandado por termopares montados no forno. Embora se trate de um combustível sólido, o controle da queima já apresenta um bom grau de automação e funcionamento.

A mistura ar-serragem é insuflada através do teto do forno através de equipamentos específicos a este fim, que contam com o auxílio de ventiladores radiais. Ao todo 10 ventiladores radiais insuflam a mistura ar-serragem para o interior do forno, conforme indicado no esquema da Figura 2.5 (a) e (b), e na imagem da Figura 2.6. Cada ventilador possui oito saídas de injeção ligadas por mangueiras ao teto do forno, com duas fileiras paralelas, resultando em quatro pontos de insuflamento distribuídos na largura do túnel. A mistura é então lançada em movimento descendente vertical, sendo queimada diretamente nos espaços entre as pilhas do material da carga.

Na região de queima ocorrem as principais reações químicas e o processo de sinterização do material cerâmico. Essas reações fornecem ao produto resistência mecânica, resistência à abrasão, cor e porosidade, sendo que estas propriedades dependem também da matéria-prima usada, temperatura e tempo de permanência na região.





- 1 - Insuflamento de ar e serragem
 2 - Entrada da carga na região de queima
 3 - Saída da carga da região de queima

(b)

Figura 2.5 – Representação da região de queima (a) vista superior da região de queima (b) vista lateral.



Figura 2.6 - Região de queima: admissão de serragem e ar.

2.1.3 Região de resfriamento

O resfriamento corresponde à última etapa do processo de queima da carga. As posições das entradas e saídas de ar são

fundamentais para se obter uma curva adequada de redução de temperatura. Estas posições levam à divisão do resfriamento em três partes: resfriamentos rápido, lento e final (Figura 2.7).

Logo após a região de queima se inicia o processo de resfriamento rápido da carga. Um sistema de insuflamento de ar, específico a esta parte, é responsável por um volume de ar suficiente para provocar uma queda rápida de temperatura na carga em uma curta distância, antes de atingir a região de resfriamento lento. No atual forno o sistema é formado por um ventilador específico e uma tubulação de distribuição de 12,0 m de comprimento (Figura 2.8).

Na etapa intermediária, denominada de resfriamento lento, deve-se impor uma taxa de resfriamento menor à carga, pois na temperatura de 573°C ocorre a transformação do quartzo, presente na argila, da fase beta para a fase alfa, gerando grandes variações dimensionais, podendo ocasionar a quebra das peças. Neste caso não há insuflamento de ar diretamente sobre a carga, mas sim no interior das paredes e do teto, de forma a reduzir a troca de calor. Neste forno específico há um canal no teto, onde escoar o ar atmosférico, succionado pelo ventilador instalado na linha de alimentação do secador.

A etapa final do resfriamento, Figura 2.7 (ponto 4), é realizada a fim de retirar a energia térmica ainda contida na carga, de forma a permitir um manuseio mais fácil de peças na saída, bem como usar a energia disponível no processo de secagem das peças extrudadas. A extração dos gases do resfriamento se dá através de um duto instalado no teto do forno logo após o resfriamento rápido, conforme mostrado através do ponto 3 (Figura 2.7) e na Figura 2.9.

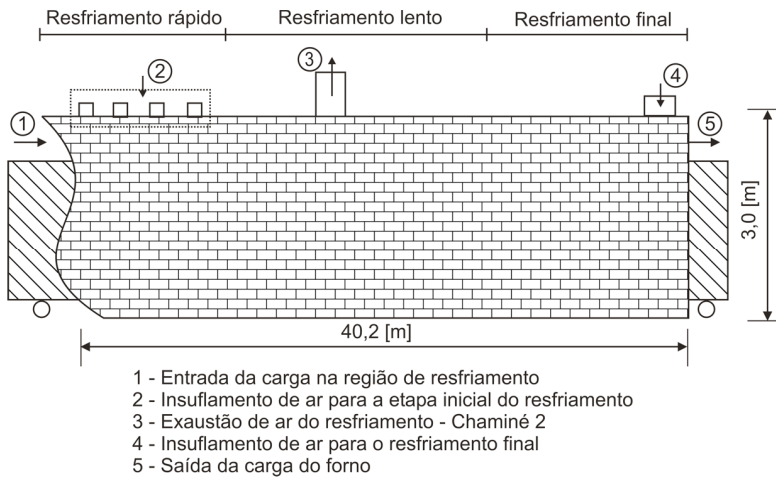


Figura 2.7 – Região de resfriamento



Figura 2.8 - Região de resfriamento rápido.



Figura 2.9 – Extração ar de resfriamento (região de resfriamento).

2.2 Fundamentos teóricos

O processo em um forno túnel envolve cinco fenômenos físicos e químicos de geração e transferência de energia de maior significância e elevado grau de complexidade:

- Combustão na região de queima;
- Trocas de calor por radiação entre paredes, carga e gases de combustão;
- Trocas de calor por convecção entre gases, paredes e carga;
- Escoamentos dos gases e de ar com elevada turbulência;
- Reações químicas dentro da massa cerâmica.

A Figura 2.10 apresenta estes processos, de forma esquemática, que ocorrem em uma secção transversal do forno. Os fundamentos de cada fenômeno relativos ao problema em questão são descritos na sequência, com ênfase na forma de modelagem numérica dos mesmos.

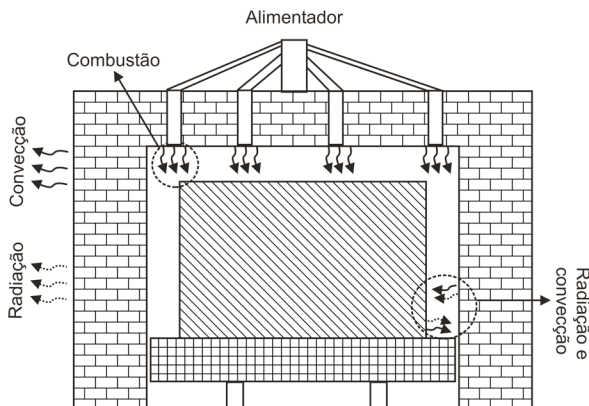


Figura 2.10 – Transferência de energia envolvida.

2.2.1 Combustão - lenha e derivados

Na região de queima, serragem é injetada pelo teto juntamente com ar para que ocorra a combustão dentro do forno. De acordo com a montagem e operação do forno, os furos de injeção de serragem estão posicionados para que essa injeção e queima do combustível não ocorra diretamente sobre a carga, mas sim nos vãos entre as pilhas, conforme indica a Figura 2.11. O avanço da carga é intermitente, de modo a movimentar uma pilha de cada vez, com um intervalo de parada para a queima. A combustão da serragem ocorre rapidamente devido a elevada temperatura da atmosfera da região.

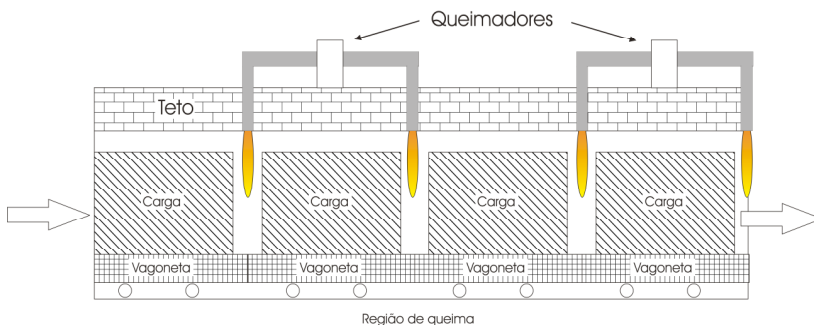


Figura 2.11 – Representação dos queimadores entre as cargas.

O produto da combustão em processos industriais depende de vários fatores como a composição química do combustível, a relação ar/combustível e a temperatura dos gases. Além disso, a formação dos produtos da queima como CO_2 e H_2O , depende da cinética química onde são consideradas as velocidades das diversas reações que compõem o processo de combustão. Em um caso ideal a hipótese de equilíbrio pode ser considerada, o que significa dizer que haverá um tempo infinito para que as reações químicas aconteçam, não sendo limitada pela cinética química. Na realidade as reações acontecem em frações de segundo, sendo este equilíbrio não alcançando algumas vezes. A composição final dos produtos de uma reação em equilíbrio pode ser bastante diferente da mesma em condições de não-equilíbrio. Ainda, a temperatura real de chama será menor do que a temperatura adiabática da chama em equilíbrio, devido à combustão não completa e à radiação da chama. Esse fato deve ser levado em consideração ao se estudar a combustão dentro de um forno túnel.

A fim de abordar a cinética química da combustão é preciso considerar todo o mecanismo de reações que a constituem. Esses mecanismos podem, porém, envolver centenas de reações e dezenas de espécies. Entretanto ao se resolver numericamente um problema de combustão acoplado aos demais modos de transferência de calor, é computacionalmente inviável resolver o mecanismo completo, até o presente momento.

Basicamente uma reação estequiométrica para uma reação arbitrária pode ser descrita pela Equação (2.1):

$$\sum_{j=1}^n \nu'(M_j) = \sum_{j=1}^n \nu''(M_j) \quad (2.1)$$

onde ν é o coeficiente estequiométrico e M uma espécie. O expoente (') corresponde ao reagente, o expoente (") ao produto, e o somatório j corresponde às espécies envolvidas. A taxa de reação r , representando a taxa de decaimento do reagente i é dada pela Equação (2.2)

$$r_i = -k \prod_{j=1}^n (M_j)^{\nu'} \quad (2.2)$$

onde k é a constante cinética da reação, definida pela equação de Arrhenius (Turns, 2000), e dependente da temperatura, conforme a Equação (2.3).

$$k = AT^\beta e^{\frac{-E}{RT}} \quad (2.3)$$

Neste caso A é o fator pré-exponencial, E a energia de ativação, β o expoente da temperatura T e R a constante universal dos gases. As constantes variam de reação a reação.

Duas abordagens principais são utilizadas atualmente para a modelagem numérica da combustão em problemas fluido-termodinâmicos tridimensionais, envolvendo outras formas de troca de energia. A primeira consiste nos modelos baseados no conceito Eddy Break-up Model (Magnussen, 1981). Este modelo considera que as reações são completadas no momento da mistura, sendo a reação controlada pela mistura turbulenta e descrita por uma reação global de um ou poucos passos. Assim, a taxa de reação é considerada infinita e a reação independente do tempo. Essa característica leva à superestimação de temperaturas e concentrações de espécies. É, contudo, computacionalmente leve. Estudos indicam (Baukal, 2000) que este modelo não pode ser utilizado para prever as emissões de poluentes, mas é capaz de realizar uma estimativa de transferência de calor e do escoamento presente no interior do equipamento de queima. Essa modelagem, por resolver um equação global de poucos passos é computacionalmente pouco onerosa, e tem sido bastante usada na modelagem numérica de fornos industriais.

Altas temperaturas promovem dissociações, não inclusas neste modelo. A fim de contabilizar as mesmas, mecanismos mais detalhados são usados. Os modelos baseados em "Finite Rate" - taxa de reação finita - consideram as taxas de reações como indicadas nas Equações (2.1) e (2.2). Porém, como desvantagem, são menos robustos, podendo levar à divergência, e muito mais pesados computacionalmente.

Essas duas abordagens cobrem grande parte dos trabalhos publicados com modelagem numérica de fornos industriais de diversos tipos. Os trabalhos de Possamai et al. (2012), Nieckele et al. (2011), utilizaram o modelo Eddy Dissipation model (EDM) para simular fornos industriais, dentro

de uma gama de produtos industriais incluindo fritas cerâmicas, vidros e alumínio. Porém, uma característica que se distingue nesses trabalhos é o volume reduzido do forno, chegando, no maior caso, a 50 m³. Ao lidar com um forno túnel, esse número chega a 2.000 m³, adquirindo uma limitação computacional extra com relação aos trabalhos relacionados a fornos de médio e pequeno porte. Essa limitação implicou em uma terceira modelagem da combustão aplicada para fornos túnel mais simples e menos onerosa computacionalmente. A energia liberada pela combustão é contabilizada através do fluxo de massa de combustível e do valor do poder calorífico inferior (PCI) dos combustíveis na composição considerada, no caso a lenha ou serragem. Apenas a reação global é então resolvida, considerando os produtos da reação em equilíbrio e esta mistura é injetada através das entradas dos queimadores com temperatura prescrita igual a temperatura necessária para a injeção de energia equivalente, de acordo com a Equação (2.4). A temperatura de referência empregada neste trabalho foi de 25°C.

$$\dot{m}_{combustível} \cdot PCI = (\dot{m}_{combustível} + \dot{m}_{ar}) \cdot Cp \cdot (T_{presc} - T_{ref}) \quad (2.4)$$

Bazzo (1995) propõe as Equações (2.5) e (2.6) para calcular o poder calorífico superior e inferior com as composições químicas do combustível conhecido. A temperatura de referência e a pressão usadas nessas equações são 298,15 K e 101,325 kPa, respectivamente.

$$PCS = 33.900c + 141.800 \left(h - \frac{o}{8} \right) + 9.200s \quad (2.5)$$

$$PCI = PCS - 2.440(9h - w) \quad (2.6)$$

A variável c é a quantidade de carbono presente no combustível por quilograma de combustível. Já h , o e s representam a quantidade de hidrogênio, oxigênio e enxofre presente no combustível por quilograma de combustível, respectivamente. A umidade é representada por w . A composições médias de lenha estão indicadas na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 - Composição química e propriedades da lenha (base mássica seca).

Componente	Lenha		Unidade
	Bazzo (1995)	Vlasov (2001)	
C	49,0	47,5	%
H	6,0	6,0	%
N	-	1,0	%
O	44,0	44,0	%
Cinzas	1,0	1,5	%
PCI	16.000	15.586	kJ/kg

2.2.2 Radiação

Em equipamentos que operam com temperaturas elevadas, a transferência de calor por radiação é significativa. Em um forno túnel, as altas temperaturas da zona de queima refletem em temperaturas da ordem de 1300 K. Neste tipo de túnel, Oba et al. (2014) estimou, através de uma modelagem numérica simplificada, que 66 % da energia trocada pela superfície da carga se deve à radiação, indicando a importância da correta estimativa desta forma de troca de calor.

Materiais opacos trocam calor por radiação entre suas superfícies. Meios semitransparentes, sólidos ou fluidos, emitem e absorvem radiação em todo o seu volume. A Figura 2.12 representa a interação radiativa para os meios semitransparentes (a) e meios opacos (b). Em fornos túnel, as trocas por radiação ocorrem pelas trocas entre superfícies e das mesmas com o fluido dentro do forno, uma vez que não há a existência de meio sólido semitr transparente, apenas as superfícies opacas e o fluido semitr transparente.

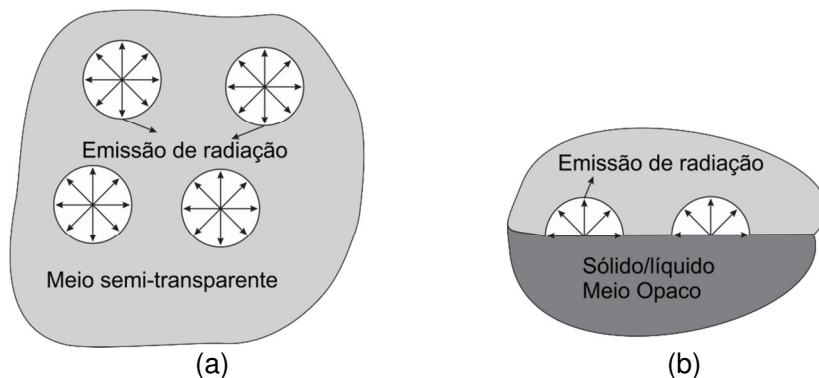


Figura 2.12 - Radiação em meio: (a) semitransparente, (b) material opaco.

As trocas de calor radiativas são regidas pelas propriedades respectivas dos materiais envolvidos, no caso emissividade e coeficiente de absorção volumétrica, pela geometria envolvida na troca e pelas temperaturas. As propriedades radiativas podem possuir dependência espectral, variando com o comprimento de onda da radiação, e direcional, variando com o ângulo entre o raio e a normal da superfície emissora ou receptora.

Em se tratando de fornos túneis os materiais utilizados no revestimento são opacos à faixa de radiação encontrada e suas superfícies são consideradas difusoras devido ao acabamento superficial. Para este tipo de superfície o tratamento da radiação é menos complexo, pois a variação das propriedades radiativas com o comprimento de onda é suave, sendo possível relacioná-lo com a temperatura ao invés do comprimento de onda. A Tabela 2.3 apresenta valores de emissividade total normal para alguns materiais refratários normalmente usados em paredes de fornos cerâmicos, a diferentes temperaturas.

A radiação no meio gasoso não é um fenômeno de superfícies, mas sim de volume. A radiação pode ser transmitida através do gás, absorvida e emitida pelo mesmo. Quando um meio fluido, para as condições consideradas, não absorve nenhuma parte da radiação incidente no mesmo, apenas a transmite, ele é dito não participante e não interfere nas trocas térmicas. Quando o inverso acontece e o meio absorve parte da

radiação incidente, ele interfere nas trocas térmicas e é dito participante.

Tabela 2.3 -Emissividade de materiais refratários em função da temperatura (Hubble, 1998).

Material	Temperatura [K]						
	93	200	430	870	1090	1320	1540
Tijolo refratário	0,90	0,90	0,90	0,81	0,76	0,72	0,68
Tijolo de sílica	0,90	-	-	0,82	0,78	0,74	0,67
				a	a	a	a
				0,65	0,60	0,57	0,52
Tijolo de alta alumina	0,90	0,85	0,79	0,5	0,44	-	-
Tijolo de mulita	-	-	-	0,53	0,53	0,62	0,63

A consideração de meio participante ou transparente, depende de suas moléculas e do comprimento de onda. Moléculas diatômicas com simetria molecular (N_2 , O_2) não absorvem ou emitem radiação na faixa de comprimento de onda infravermelho (0,7 a 100 μm). No entanto, moléculas apolares como CO_2 e H_2O , produtos da combustão, participam ativamente na radiação, emitindo e absorvendo energia no espectro infravermelho. Sua real participação no processo total de troca de calor depende de fatores como temperatura dos gases, concentração de espécies e pressão parcial na mistura. A Figura 2.13 apresenta o espectro de absorção no infravermelho para os gases CO_2 , H_2O , CH_4 , O_2 , O_3 e para a atmosfera terrestre.

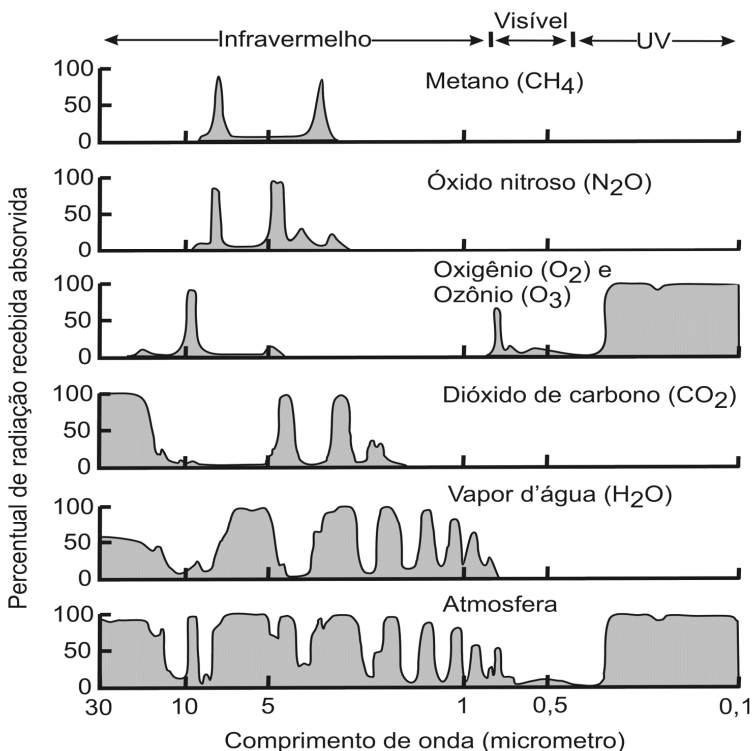


Figura 2.13 - Espectro de absorção de radiação na faixa infravermelha, visível e ultravioleta (UV) para CH_4 , CO_2 , H_2O , O_2 , O_3 , N_2O e a atmosfera (adaptado de Howard, 1959 e Robinson, 1951).

Na faixa da radiação visível (0,4 a 0,7 μm), é possível identificar pouca absorção de radiação pelos gases presentes nos produtos da combustão de hidrocarbonetos. Porém a variação da quantidade de radiação absorvida pelos diferentes gases na faixa infravermelha é grande. Contabilizar esta variação espectral torna-se computacionalmente oneroso ao se tratar de problemas envolvendo grandes variações de temperaturas e composições químicas, como é o caso do meio dentro de um forno túnel em operação.

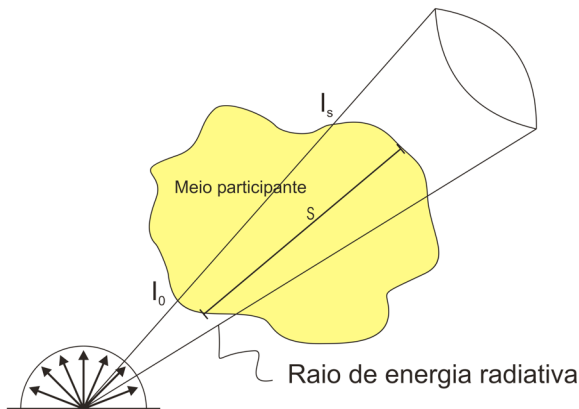
Ao se tratar de uma mistura, a participação do meio diminui à medida que a concentração de CO_2 e H_2O é reduzida. Para gases oriundos da queima de biomassa e ar, com elevado excesso de ar, a grande quantidade de N_2 acarreta a diminuição da participação do meio.

Em modelos numéricos onde o meio é considerado não participante, a equação de transferência radiativa não é resolvida, sendo contabilizada apenas a troca de radiação entre superfícies, de acordo com a geometria do problema. Este fato reduz consideravelmente a carga computacional. Quando o modelo numérico considera o meio como participante, a equação de transferência radiativa é então resolvida para o domínio fluido, aumentando a carga computacional.

Com a consideração de meio participante, a propriedade que quantifica a participação do meio é o coeficiente de absorção volumétrica de radiação – a . Sua definição matemática é dada pela equação de Lambert-Bouguer, Equação (2.7):

$$I_s = I_0 \cdot e^{-a \cdot S} \quad (2.7)$$

onde I_0 é a intensidade de radiação entrando em um volume genérico do meio analisado e I_s é a intensidade de radiação residual restante após a passagem da radiação através de uma distância S do meio, de acordo com a Figura 2.14



Superfície emissora opaca e difusora

Figura 2.14 – Atenuação da intensidade de radiação de um feixe devido à absorção de energia em um meio participante.

2.2.3 Trocas de calor por convecção e escoamento de fluidos dentro do forno

A convecção é um processo de transporte de calor associado diretamente ao escoamento de fluidos. Devido a esta natureza, este fenômeno envolve fundamentos de mecânica de fluidos e de transferência de calor.

Para o detalhamento dos modelos, considera-se uma parede plana isotérmica na temperatura T_0 , de comprimento L e largura W , exposta a um escoamento uniforme de velocidade U_∞ e temperatura T_∞ , conforme a Figura 2.15.

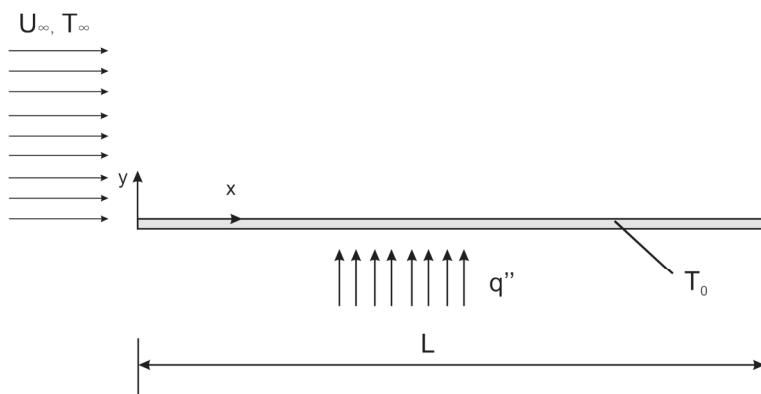


Figura 2.15 - Parede plana isotérmica.

A taxa de troca de calor total da placa é dada pela Equação (2.8)

$$q = \int_0^L q'' W dx \quad (2.8)$$

O fluxo de calor da placa para o escoamento, q'' , pode ser dado pela Equação (2.9)

$$q'' = h_{conv}(T_0 - T_\infty) \quad (2.9)$$

onde h_{conv} é o coeficiente de troca de calor por convecção. A definição teórica deste coeficiente é dada pela Equação (2.10), como a função do gradiente de temperatura na primeira camada

de fluido, $(\partial T / \partial y)_{y=0}$, e da condutividade térmica do fluido na camada de fluido adjacente à parede, k .

$$h_{conv} = \frac{-k(\partial T / \partial y)_{y=0}}{(T_0 - T_\infty)} \quad (2.10)$$

Na prática, há uma dificuldade associada à medição deste gradiente de temperatura na primeira camada de fluido. Para contornar esta situação, diversos estudos apresentam correlações para o coeficiente de troca de calor por convecção, como Incropera e DeWitt (2004) e Churchill e Chu (1975). Essas correlações, contudo, aplicam-se a casos gerais, não havendo uma correlação adequada para o coeficiente de troca de calor por convecção entre as superfícies internas das paredes do forno e da carga e o escoamento de gases dentro de um forno túnel. O trabalho de Abou-Ziyan (2003) traz coeficiente de convecção para diferentes arranjos da carga montados sobre a vagoneta. Para as trocas externa, isto é, trocas de calor entre as superfícies externas do forno e o ambiente, algumas correlações existentes podem ser aplicadas. Uma forma de se obter o gradiente de temperatura da Equação (2.10) ocorre através da resolução de modelos numéricos, como aplicado neste trabalho. Maiores detalhes com relação a definições neste assunto são encontrados em Bejan (2004).

Outro ponto importante com relação ao escoamento de gases dentro do forno é a sua natureza turbulenta, devido a altas velocidades e a combustão. Escoamentos podem ser basicamente classificados em dois tipos: laminar e turbulento. Uma característica marcante desta diferença é o comportamento do escoamento. Enquanto o escoamento laminar é controlado, sem variações bruscas nas suas propriedades de escoamento como temperatura e velocidade, o escoamento turbulento possui flutuações nas mesmas. A Figura 2.16 (a) exemplifica a diferença entre leituras de temperatura em um escoamento laminar e turbulento, onde as flutuações da temperatura no escoamento turbulento ficam evidentes. O número adimensional de Reynolds, definido pela equação (2.11) é função da densidade ρ , velocidade U , viscosidade dinâmica μ e comprimento característico L , serve de parâmetro para classificação do escoamento.

$$Re = \frac{\rho u L}{\mu} \quad (2.11)$$

Escoamentos com baixos números de Reynolds se caracterizam por serem laminares, enquanto altos números de Reynolds caracterizam escoamentos turbulentos. Um escoamento pode iniciar laminar e sofrer uma transição para turbulento com o aumento do seu número de Reynolds, como exemplificado na Figura 2.16 (b), para uma placa plana com escoamento paralelo. Quantitativamente valores baixos e altos do número de Reynolds dependem do problema analisado. Para escoamentos confinados em um duto circular, o valor de Reynolds de transição de escoamento laminar para turbulento é de 2300.

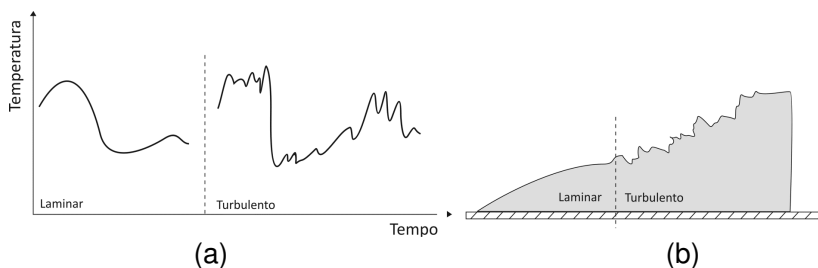


Figura 2.16 - Escoamento laminar e turbulento: (a) variação de temperatura com o tempo e (b) representação de placa plana com escoamento paralelo.

A resolução direta da turbulência pode ser realizada pela técnica conhecida como *Direct Numerical Simulation* (DNS), onde as equações de Navier-Stokes calculadas em um instante t são resolvidas sem a necessidade de um modelo de turbulência específico. Nesta técnica todas as escalas de turbulência são explicitamente determinadas resolvendo-se as flutuações do escoamento. Sua aplicação, porém, é limitada devido ao alto esforço computacional necessário. De outra forma a turbulência é tratada através de aproximações, a partir de diferentes modelos de turbulência. Há cinco principais classes de modelos de turbulência:

- Modelo algébrico;
- Modelo a uma equação;
- Modelo de múltiplas equações;

- Modelos de fechamento de segunda ordem (modelos de tensor de Reynolds);
- *Large Eddy Simulation* (LES)

Os três primeiros modelos são chamados de modelos de fechamento de primeira ordem e são baseados na *hipótese de viscosidade turbulenta de Boussinesq*. Eles são resolvidos a partir do conceito de média de Reynolds, com a utilização das equações de Navier-Stokes de Média de Reynolds (RANS). RANS foi desenvolvida para encontrar a solução das equações de Navier-Stokes, dada em função dos valores médios de pressão, de velocidades e de temperatura. Resolvendo estas equações, se calculam os valores médios de pressão, velocidades e temperatura no tempo. Esta é a modelagem aplicada neste estudo e está descrita em maiores detalhes no Capítulo 5. A Figura 2.17 apresenta diversas técnicas de resolução da turbulência.

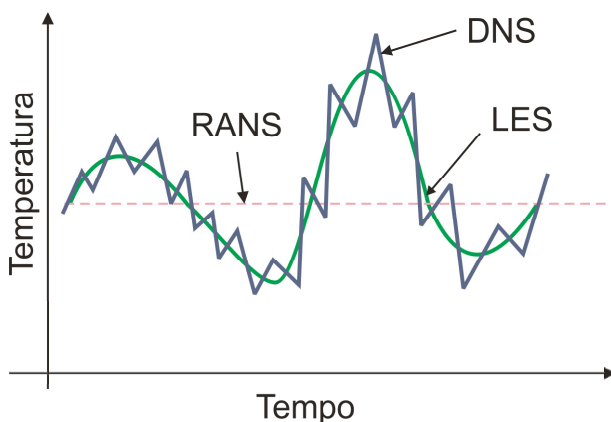


Figura 2.17 - Representação das diferentes técnicas de resolução da turbulência (adaptado de Blasek, 2005).

2.2.4 Reações na massa cerâmica

O processo de queima no material cerâmico acarreta perdas de porosidade e aumentos da densidade. Isso ocorre devido a uma sequência de transformações químicas e físicas no material cerâmico. Seis reações ou processos são significativos

na queima de cerâmica vermelha: a vitrificação, a sinterização, a perda física de água, a oxidação dos componentes orgânicos, a decomposição e a transformação do quartzo (Remmey, 1994).

Inicialmente, ao atingir a temperatura de 100 – 200 °C, ocorre o processo denominado de perda física de água. Este processo representa simplesmente a evaporação da umidade residual no material cerâmico após a secagem no secador, sendo uma reação endotérmica. A oxidação da matéria orgânica ocorre na sequência, na faixa de temperatura de 200 – 800 °C, sendo mais significativa na faixa de 300 – 400 °C. Durante esta reação exotérmica, o carbono é oxidado, formando gás carbônico ($C + O_2 \rightarrow CO_2$). É importante que todo o carbono seja oxidado e que deixe o material, caso contrário ocorre o aparecimento do chamado “núcleo ou coração negro” ou bolhas de gás dentro das peças cerâmicas, comprometendo a qualidade das mesmas. Quanto maior a quantidade de carbono na peça cerâmica, menor deve ser a taxa de aquecimento a fim de conseguir oxidar e liberar todo o carbono. O mesmo ocorre para os sulfetos (380 – 800 °C), formando SO_2 (Remmey, 1994).

A desidroxilação (perda de água química) é uma série de reações químicas endotérmicas que ocorrem na faixa de temperatura de 480 – 700 °C. A reação de decomposição da caulinita é mostrada na Equação (2.12). Na Tabela 2.4 são mostradas outras reações de decomposição, a faixa de temperatura de ocorrência e o produto liberado.

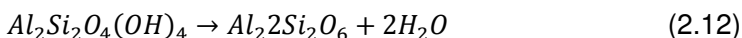


Tabela 2.4 - Reação de decomposição (Remmey, 1994).

Materiais	Temperatura [°C]	Produto
Hidratos	100 - 1000	H ₂ O
Carbonatos	400 - 1000	CO ₂
Sulfatos	1000 - 1200	SO ₂
Metacaulinita	1000 - 1200	Mulita e sílica

A sílica sofre algumas modificações na sua estrutura ao longo do aquecimento (ou resfriamento), sendo identificadas como as transformações do quartzo. A transformação mais crítica é a transformação endotérmica do quartzo beta para alpha (e vice-versa) a 573°C, devido a uma mudança brusca de volume

que ocorre durante a reação. Se realizado muito rapidamente, o aquecimento e o resfriamento da peça cerâmica, pode levar a quebra da mesma devido a este fenômeno.

Na faixa de temperatura de 800 – 1100 °C, ocorre a vitrificação, uma reação exotérmica. Este processo é, por definição, a redução progressiva da porosidade de uma composição cerâmica através da formação de uma fase vítrea. Além do surgimento da fase vítrea, ocorre o desenvolvimento de poros fechados e a perda de poros abertos. Em cerâmica vermelha, a quantidade de fase vítrea é menos significativa devido a pouca permanência na faixa de temperatura de vitrificação, segundo Grim e Johns (1951)

O último processo é a sinterização, caracterizada pela redução da porosidade através do mecanismo de crescimento de grãos. A temperatura de sinterização é alta (1250 – 1800 °C). Como a curva de queima da cerâmica vermelha normalmente está abaixo de 1250 °C, a sinterização neste tipo de cerâmica não é significativa.

A energia liberada ou consumida pelas reações e transformações é estimada para cerâmica vermelha na ordem de 50 kJ/kg (McColm, 1981). Quando comparado com o valor mínimo necessário para o aquecimento sensível até a temperatura de queima, da ordem de 1000 kJ/kg, a energia envolvida nas reações pode ser considerada desprezível. Esta foi a abordagem adotada neste trabalho, não sendo então incluídas as energias de reações da massa nos cálculos realizados.

3 Análise experimental do forno

Este capítulo apresenta a análise experimental realizado no forno túnel. A metodologia de coleta de dados e os resultados são apresentados a seguir.

3.1 Metodologia experimental

O forno atua em regime contínuo de operação no seu conjunto, porém a movimentação da carga ocorre em ciclos. A injeção de serragem é feita diretamente pelo teto do forno, juntamente com o ar de combustão, não havendo fornalhas externas junto às paredes. Assim a alimentação é sincronizada, de modo a não ocorrer diretamente sobre a carga, mas nos espaços entre as pilhas. Esse detalhe foi comentado anteriormente no Capítulo 2. Sendo assim, o forno não opera com a passagem contínua de carga e sim com a movimentação desta durante um período de 30 segundos, seguida de uma parada de 25 minutos. Durante os 30 segundos de movimentação a injeção de serragem é interrompida, reduzindo-se também a injeção de ar. No momento em que a carga para, a injeção de serragem recomeça, ocorrendo sempre nos espaços entre as pilhas.

Um caso de medição como apresentado aqui, corresponde a um conjunto de dados coletados durante um período de 2 a 4 horas, com o equipamento em operação. Ou seja, várias paradas e movimentações da carga foram englobadas durante a medição. Os valores apresentados e empregados para cálculos experimentais e posterior validação do modelo numérico foram as médias ao longo de todo o período de medição, não sendo analisado aqui o transiente periódico, uma vez que ele representa um pequeno período frente ao ciclo completo da carga no forno, de 36 horas.

As seguintes variáveis foram visadas na medição, com o objetivo de analisar o balanço de energia do forno completo: (i) vazão de combustível, comburente e da chaminés, (ii) temperatura do comburente, (iii) temperatura de saída dos gases da combustão, (iv) temperatura de saída da carga, (v) temperatura das superfícies externas do forno, (vi) composição dos gases nas chaminés e (vii) produção do forno.

3.2 Variáveis e equipamentos de medição

Na Tabela 3.1 estão listados os tipos de instrumentos utilizados na medição e os pontos do forno onde esses instrumentos foram aplicados.

Tabela 3.1 – Variáveis, métodos e pontos de medição.

Variáveis	Método de medição	Ponto de medição
Vazão de gases de combustão	Tubo de Pitot em conjunto com micromanômetro	Dentro da base da chaminé, logo após a saída dos gases do forno (chaminé 1)
Composição dos gases de combustão	Analizador de gases	Dentro da base da chaminé, logo após a saída dos gases do forno
Temperatura dos gases de combustão	Termopar do tipo K	Dentro da base da chaminé, logo após a saída dos gases do forno
Vazão de ar de resfriamento	Tubo de Pitot em conjunto com micromanômetro	Na tubulação de injeção de ar de resfriamento e exaustão do ar na região de resfriamento (chaminé 2)
Temperatura da superfície externa do forno	Radiômetro	Superfície externa das paredes do forno
Temperatura dos gases ao longo do forno (curva de queima)	Termopar do tipo K	Furos de acesso no teto do forno.
Temperatura da carga na saída	Radiômetro	Superfície externa da carga

3.3 Medição de vazão da serragem, comburente e chaminés

Os pontos 2, 4 e 5 da Figura 3.1 indicam os pontos de vazão envolvidos no balanço de energia do forno.

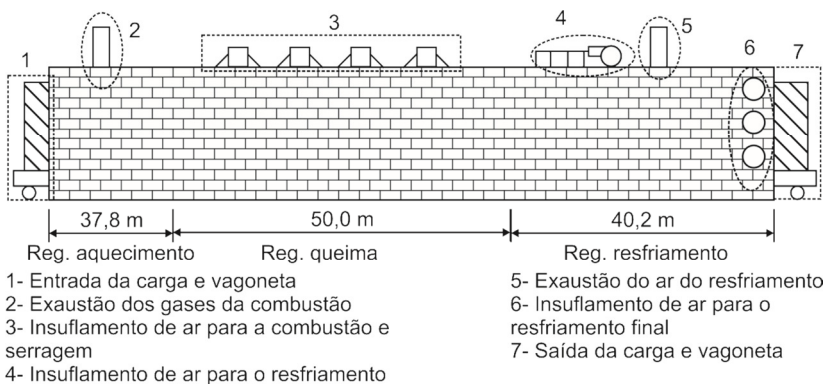


Figura 3.1 – Pontos de medição ao longo do forno em análise.

Uma avaliação do consumo de serragem foi realizada pelo pessoal técnico da empresa, com base no consumo mensal do combustível, no mês referente à medição. Uma medição instantânea foi tentada com o forno em operação, mas sem sucesso, devido à variação existente de um alimentador para outro e ainda pela variação ao longo do intervalo de parada da carga.

A Figura 3.2 apresenta uma imagem do sistema de injeção de serragem e ar de combustão, no ponto 3 da Fig. 3.1. Uma vez que a alimentação deve ser contínua para não alterar a operação do forno, há dificuldades de se acumular a serragem com o tempo para a medição da vazão.



Figura 3.2 – Alimentador de serragem e ar para a combustão.

As vazões de gases e ar nas chaminés de aquecimento (ponto 2) e resfriamento (ponto 5), foram medidas com o emprego de um tubo de Pitot de 15 mm de diâmetro acoplado a um micromanômetro de coluna de álcool. A medição da pressão foi realizada em regiões onde o escoamento apresenta o perfil de velocidade praticamente desenvolvido. Valores das pressões estáticas e temperatura do escoamento também foram medidas nos mesmos pontos. As Fig. 3.3 e 3.4 apresentam imagens dos pontos de medição localizados nas duas chaminés.



Figura 3.3 – Representação da chaminé 1, de secção quadrada, em alvenaria, disposta na horizontal, na região de aquecimento.



Figura 3.4 – Exaustão do ar -chaminé 2- ao fundo da região de resfriamento, com tubulação para o secador. No primeiro plano o sistema de injeção de ar do resfriamento rápido.

O método das áreas iguais para a secção transversal (Delmée, 1982), foi utilizado para integrar os perfis de velocidade e obter a velocidade média para o cálculo da vazão. A Figura 3.5 mostra as secções transversais circular e retangular, com as respectivas posições para a tomada de pressões dinâmicas, cujos valores estão na Tabela 3.2.

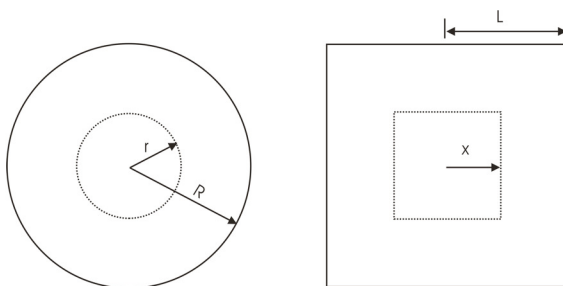


Figura 3.5 – Valores de r e x para a tomada de pressão com o tubo de Pitot, com valores dados na Tabela 3.2.

A Equação (3.1) foi empregada na obtenção da velocidade no ponto medido:

$$V_i = \sqrt{2gH_m \left(\frac{\rho_{álcool} - \rho_{fluido}(T)}{\rho_{fluido}(T)} \right)}, \quad (3.1)$$

onde g representa a aceleração gravitacional, H_m a indicação da altura vertical no micromanômetro, $\rho_{álcool}$ e $\rho_{fluido}(T)$ a densidade do álcool e do fluido na temperatura em que foi medido, respectivamente.

A velocidade média do escoamento é calculada através da média das velocidades pontuais nas N divisões da área (Figura 3.5), conforme a Equação (3.2). O fluxo de massa, \dot{m}_{fluido} , é obtido com a Equação (3.3), sendo A_{canal} a área da seção transversal do canal:

$$\bar{V}_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n V_i \quad (3.2)$$

$$\dot{m}_{fluido} = \rho_{Fluido}(T) \bar{V}_m A_{canal} \quad (3.3)$$

Para as chaminés de resfriamento e aquecimento, quatro pontos foram empregados, de acordo com a Tabela 3.2.

Tabela 3.2 - Divisão da seção circular e da seção retangular para N = 4 pontos de áreas iguais.

Posições de medição para uma seção		Peso
Circular (r/R)	Retangular (l/L)	
0,3536	0,125	$\frac{1}{4}$
0,6124	0,375	$\frac{1}{4}$
0,7906	0,625	$\frac{1}{4}$
0,9354	0,875	$\frac{1}{4}$

Fonte: Nicolau e Güths, 2001.

A injeção de ar para o resfriamento rápido ocorre por meio de um ventilador instalado no teto do forno, conforme a Figura 3.6. Para a distribuição de ar, ao longo da primeira etapa do resfriamento, são utilizados 32 tubos de 100 mm de diâmetro. A vazão de insuflamento de ar de resfriamento rápido (ponto 4, Figura 3.1) foi medido com um tubo de Pitot de 5 mm de diâmetro, nos 16 tubos localizados do lado direito. Devido ao grande número de tubos, apenas um ponto central foi medido com o Pitot, em contraste com os quatro pontos medidos nas demais tomadas de vazão.



Figura 3.6 – Injeção de ar frio na região de resfriamento.

O último insuflamento de ar para o resfriamento final (ponto 6, Figura 3.1) não pode ser medido, pois corresponde a ventiladores axiais instalados diretamente no final do teto do forno, conforme indica a Figura 3.7. São escoamentos de difícil medição, uma vez que apresentam forte componente rotacional e os perfis de velocidade ainda não estão desenvolvidos. Desta forma a vazão insuflada neste ponto é considerada como a diferença de vazão entre a chaminé 2 e o insuflamento de ar no resfriamento lento.



Figura 3.7 – Insuflamento de ar para o resfriamento final.

3.4 Medição de temperatura dos escoamentos

Um termopar tipo K acoplado a um termômetro digital foi empregado para a medição de temperatura dos gases de ambas as chaminés. Os pontos de medição foram os mesmos de medição de vazão com o tubo de Pitot.

3.5 Medição de temperatura das superfícies externas

A temperatura da parede lateral do forno foi medida utilizando um termômetro infravermelho Raytech Raynger MX4. A emissividade utilizada foi de 0,8. Um total de 120 pontos foi considerado ao longo das superfícies laterais esquerda e direita. Ainda, para cada ponto das paredes laterais, três alturas diferentes foram medidas (0,5m, 1,5m e 2,5m a partir do chão).

3.6 Medição da temperatura da carga e vagoneta

A carga de material cerâmico sai do forno com temperatura um pouco acima da temperatura ambiente. A Figura 3.8 mostra a

carga nesse ponto, sendo a temperatura medida com um termômetro infravermelho Raytech Raynger MX4. Três alturas na carga foram medidas (0,25m, 0,75m, 1,25m, a partir da vagoneta).



Figura 3.8 – Disposição da carga na saída do forno.

3.7 Análise dos gases de combustão

Um analisador de gases TESTO 350S foi usado para a medição da composição dos gases da chaminé de aquecimento. O equipamento estava equipado com sondas de medição de O_2 , CO , H_2 , SO_2 e NO_2 , através de células específicas e CO_2 , com transmissão no infravermelho. Múltiplas amostras foram coletadas.

3.8 Fluxos de massa e energia

As variáveis medidas foram empregadas para o cálculo dos fluxos de massa e energia entrando e saindo do forno.

O aporte de energia ao forno ocorre através da queima do combustível com ar. O cálculo da estimativa da taxa de energia

de entrada foi realizado de acordo com a Equação (3.4), considerando o Poder Calorífico Inferior (PCI) do combustível e a entalpia dos componentes.

$$\dot{E}_{in} = \dot{m}_{fuel} PCI + \dot{m}_{air} \left(h_{air, T_{in}} - h_{air, T_{ref}} \right) ; \quad (3.4)$$

sendo que os fluxos de massa do combustível e comburente são representados por \dot{m}_{fuel} e \dot{m}_{air} , e a entalpia do comburente nas temperaturas de entrada do ar, T_{in} , e de referência, T_{ref} é representada por h_{air} .

As taxas de saída de energia com os gases das chaminés foram calculadas com base na composição dos gases e nas entalpias de cada componente entre a temperatura de referência e a temperatura no ponto considerado, de acordo com a Equação (3.5):

$$\dot{E}_{gas} = \sum \dot{m}_i \left(h_{i, T_{out}} - h_{i, T_{ref}} \right) \quad (3.5)$$

sendo i são as espécies químicas majoritárias que compõem os gases da combustão (CO_2 , H_2O , N_2 , O_2). Para todos os cálculos a temperatura de referência adotada foi de 300K.

Para a taxa de energia perdida pelas superfícies externas das paredes do forno para o ambiente, a Equação (3.6) permite estimar a perda de energia por convecção e por radiação. As superfícies foram divididas em uma malha com elementos de 3,20 m de largura por 1,00 m de altura. A média das temperaturas medidas em cada elemento foi usada no somatório da Eq. (3.6):

$$\dot{E}_{par} = \sum_{i=1}^N A_i \left(h_{conv} \left(T_{sur,i} - T_{env} \right) + \sigma \varepsilon \left(T_{sur,i}^4 - T_{env}^4 \right) \right) ; \quad (3.6)$$

onde i representa o elemento de área da superfície considerada. A emissividade da parede é representada por ε , a constante de Stefan-Boltzmann por σ . Os subíndices *sur* e *env* correspondem

às superfícies e ambiente, respectivamente. Os coeficientes de convecção, h_{conv} , adotados para cada superfície foram estimados com base em Churchill e Chu (1975), resultando iguais a 6,0 W/m²K para o teto e 7,0 W/m²K para as demais superfícies.

Para a energia carregada pela carga e vagoneta para fora do forno na saída do resfriamento, a energia sensível foi considerada de acordo com a Equação (3.7). As propriedades da carga estão apresentadas na Tabela 3.3.

$$\dot{E}_{load} = \dot{m}_{load} \bar{c}_p (T_{load,out} - T_{load,in}) \quad (3.7)$$

Tabela 3.3 - Propriedades da carga.

Variáveis	Valor	Unidades
ρ	780	Kg m ⁻³
c_p	960	J kg ⁻¹ K ⁻¹
k	1,0	W m ⁻¹ K ⁻¹

O calor específico à pressão constante médio é dado por \bar{c}_p . Os subíndices *load*, *out* e *in* representam carga, saída e entrada, respectivamente.

3.9 Resultados experimentais

Os resultados das variáveis medidas são apresentados na sequência, seguidos do balanço de energia estimado para o forno. O comportamento cíclico do forno é observado nos resultados específicos das variáveis apresentadas, porém para a estimativa do balanço de energia apenas valores médios ao longo de todo o período de medição foram considerados.

3.10 Variáveis medidas

A Tabela 3.4 apresenta os valores médios das variáveis medidas e suas respectivas incertezas.

A Tabela 3.5 apresenta as vazões medidas nos 16 tubos de uma das duas laterais do sistema de distribuição de ar do resfriamento rápido do forno. Percebe-se uma distribuição

aproximadamente uniforme ao longo do comprimento deste sistema, com uma variação máxima de 35% entre as vazões mássicas de cada tubo.

Tabela 3.4 - Variáveis medidas.

Variáveis	Valor
Vazão média de serragem	0,268 kg/s
Temp. dos gases – chaminé de aquecimento (n° 1)	354 ± 2 K
Temp. do ar – chaminé de resfriamento (n° 2)	434 ± 5 K
Vazão de gases – chaminé de aquecimento (n° 1)	$15,2 \pm 3,7$ kg/s
Vazão de ar – chaminé de resfriamento (n° 2)	$17,9 \pm 2,0$ kg/s
CO ₂ na chaminé de aquecimento (n° 1)	$2,67 \pm 0,64$ %vol
O ₂ na chaminé de aquecimento (n° 1)	$18,23 \pm 0,56$ %vol
CO na chaminé de aquecimento (n° 1)	1038 ± 171 ppm
NO na chaminé de aquecimento (n° 1)	$\sim 0 \pm 2$ ppm
Produção (produtos queimados)	7,99 ton/h

Tabela 3.5 – Vazão de ar insuflado no resfriamento rápido.

Tubo	1	2	3	4
Vazão volumétrica [m ³ /h]	238	212	302	306
Vazão mássica [kg/h]	280	249	355	360
Tubo	5	6	7	8
Vazão volumétrica [m ³ /h]	221	177	336	305
Vazão mássica [kg/h]	259	208	394	357
Tubo	9	10	11	12
Vazão volumétrica [m ³ /h]	339	267	262	317
Vazão mássica [kg/h]	399	314	308	372
Tubo	13	14	15	16
Vazão volumétrica [m ³ /h]	235	281	317	209
Vazão mássica [kg/h]	276	330	372	246
Vazão volumétrica média por tubo [m ³ /h]	270			
Vazão mássica média por tubo [kg/h]	317			

As Figuras 3.9 e 3.10 apresentam, respectivamente, a temperatura de saída dos gases da chaminé de aquecimento e a composição dos gases ao longo de 13 medições, distribuídas em um período de aproximadamente 60 minutos. O comportamento

cíclico do forno fica evidente, pois é possível visualizar uma queda na temperatura da chaminé durante um breve período de tempo, que ocorre após as 7ª e a 12ª medições. Como já citado, a queda ocorre no período que a serragem não é injetada, estando a carga em movimento. De certa forma isto também ocorre com a concentração de CO_2 e consequente aumento da concentração de O_2 (Fig. 3.10), embora os sensores tenham inércias diferentes. A grande quantidade de CO (da ordem de 1000 ppm) indica uma queima não completa do combustível ainda em combustão, no momento em que a injeção de ar é reduzida.

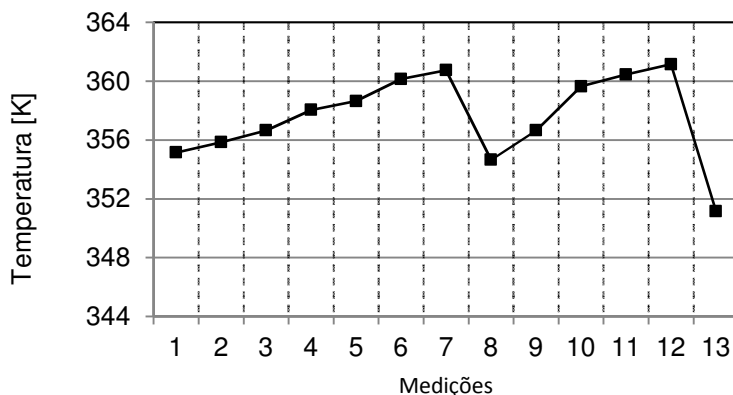


Figura 3.9 – Temperatura dos gases da combustão na chaminé.

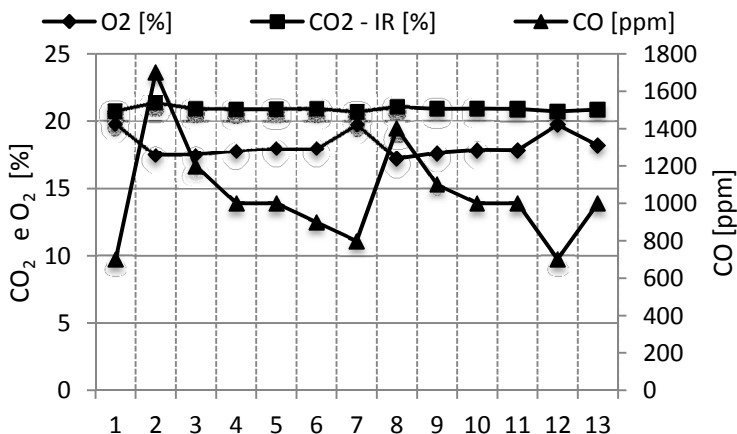


Figura 3.10 – Composição dos gases de combustão e excesso de ar na chaminé de saída.

A Tabela 3.6 apresenta a média de temperaturas em três alturas da carga, indicando que a região intermediária da carga sai mais quente do forno.

Tabela 3.6 – Temperatura da carga.

Posição	Temperatura [K]
Superior	310
Intermediário	318
Inferior	302
Média	310 ± 15

Por último, a Figura 3.11 apresenta as temperaturas ao longo do forno na superfície lateral esquerda, nas três alturas medidas.

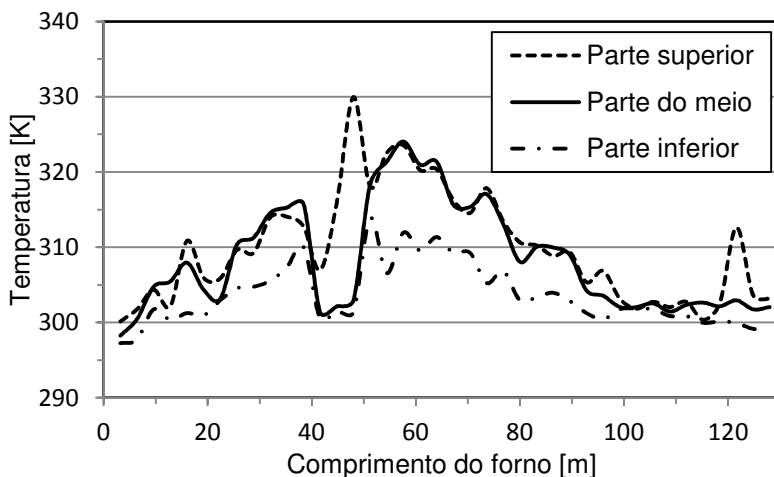


Figura 3.11 – Distribuição de temperaturas na superfície externa da parede lateral esquerda, em três alturas da superfície.

3.11 Balanço de energia no forno

O balanço de energia para o forno está apresentado na Tabela 3.7.

Tabela 3.7 – Balanço de energia no forno.

Descrição	Energia	
	[kW]	[%]
Entrada de energia		
Combustão de serragem	4.156	100
Saída de energia		
Chaminé 1 - região de aquecimento	1.000 ± 156	$24,1 \pm 3,8$
Chaminé 2 - região de resfriamento	2.520 ± 248	$60,6 \pm 6,0$
Perdas pelas paredes e teto	179 ± 67	$4,3 \pm 1,6$
Perdas com a carga e vagoneta	86 ± 28	$2,1 \pm 0,7$
Taxa total de energia na saída	3.786 ± 400	$91,1 \pm 9,6$

Através da medição é possível notar que a taxa de energia fornecida ao forno é superior à taxa de energia de saída efetivamente medida, em 9,6%. A maior parte da energia cedida é direcionada para o resfriamento, representando 60,6%. Esta parcela de energia é reutilizada para o processo de secagem.

O segundo maior fluxo de energia ocorre na chaminé da região de aquecimento, chaminé 1, responsável por transportar 24,1% da energia de saída do forno. Embora seja um valor elevado, se trata de gases de combustão com elevado teor de umidade, com possibilidade de ocorrer condensação, em caso de diminuição da temperatura, havendo dificuldades para o seu aproveitamento. As paredes e a carga, juntas, representam menos de 6,4% da energia perdida, demonstrando um bom isolamento das paredes e um resfriamento eficiente da carga na região final do forno.

O consumo específico do forno é estimado em 1,87 MJ por kg de produto queimado, o que mostra que o forno apresenta um bom rendimento, quando comparado com os dados citados no capítulo 1. Apesar da expressiva quantidade de CO na chaminé 1, em termos de concentração nos processos de queima, o número representa um baixo valor em termos de fluxo de energia não aproveitado na combustão.

3.12 Curva de queima

A curva de queima foi obtida através de medições através das aberturas localizadas no teto do forno, usando-se termopares do tipo K. A Figura 3.12 apresenta a curva de queima levantada, que, de fato, é a distribuição de temperatura dos gases ao longo do forno. Embora não represente diretamente a temperatura dos elementos da carga, esta de difícil medição, fornece informações importantes sobre a evolução do processo de queima em que a carga está submetida.

Com a curva de queima é possível notar que a taxa de aumento de temperatura na primeira região do forno está em torno de 18 Kelvin/metro, o que permite um tempo adequado para a ocorrência das reações físico-químicas nas peças, como a queima do material orgânico, diminuindo o risco de quebra dessas peças. Na região de queima há um patamar elevado e longo, por cerca de 16 m do forno, de modo a permitir que as reações de sinterização da massa cerâmica, ou a queima propriamente dita, ocorram.

No resfriamento nota-se um patamar próximo à temperatura de 846 K, que é a temperatura da transformação do quartzo. Este resfriamento deve ser lento para evitar quebra do produto cerâmico. Em seguida o resfriamento se acelera,

retirando-se boa parte da energia térmica residual da carga, com trocas através do insuflamento de ar frio. Esta recuperação de calor assume grande importância no processo, pois é praticamente a única responsável pelo fornecimento de energia ao secador, usado na secagem das peças extrudadas.

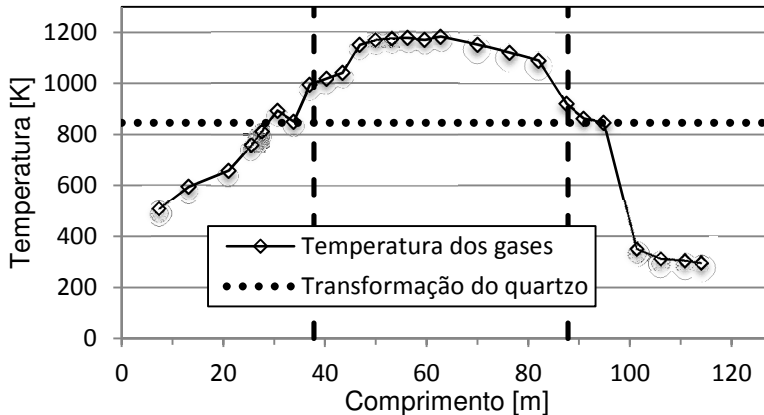


Figura 3.12 – Distribuição de temperatura dos gases ao longo do comprimento do forno, formando a curva de queima.

4 Modelagem numérica – Modelo 1

A modelagem numérica neste trabalho foi abordada de duas formas. A primeira, denominada aqui de Modelo 1, consiste em um código original desenvolvido em linguagem Fortran. Já o Modelo 2 se refere a um modelo numérico implementado com o uso do software comercial ANSYS CFX e determinadas rotinas originais acopladas ao código original do software. O equacionamento para as duas abordagens, bem como as hipóteses respectivas são apresentadas nos capítulos 4 e 5. Para uma derivação mais detalhada das equações são indicadas as referências Versteeg e Malalasekera (1995), Anderson (1995) e Patankar (1980).

Um código independente em linguagem Fortran foi desenvolvido especificamente para modelagem numérica de fornos túnel, a partir de um trabalho prévio desenvolvido por Oba (2011). Tem por objetivo obter os principais parâmetros característicos de funcionamento do forno, como a curva de queima e o consumo específico referente à produção e avaliar o balanço de energia nos diversos domínios. O modelo é tridimensional e engloba toda a geometria (paredes, escoamento de fluidos e carga) e modela as trocas térmicas encontradas neste tipo de equipamento (condução, convecção e radiação).

Apresenta como vantagem a capacidade de modelar fornos túnel de grande comprimento, com baixa demanda computacional. Também propicia um maior contato e conhecimento do usuário programador com os fenômenos físicos envolvidos e com os detalhes de operação do equipamento. Como o programa não prevê a resolução do problema do escoamento dos gases dentro do forno, requer uma maior experiência na implementação de perfis aproximados de velocidade longitudinal para elaboração dos balanços de massa e de energia.

4.1 Modelagem matemática

O modelo numérico empregado utiliza a metodologia do método dos volumes finitos (Patankar, 1980), na modelagem de todo o domínio, i.e., carga, parede e os gases que escoam no interior do forno. Devido às grandes dimensões consideradas e a

complexidade do problema modelado, as seguintes hipóteses foram admitidas nesta abordagem numérica:

- Para todos os domínios: (i) meio contínuo e homogêneo, sem reações químicas;
- Para o domínio gasoso: (ii) composto por uma mistura que se comporta como gás ideal, (iii) incompressível, (iv) meio não participante ou transparente com relação à radiação térmica;
- Para o meio sólido: (v) suas propriedades são consideradas como independentes da temperatura; (vi) meio opaco à radiação.

A Equação (4.1) apresenta a conservação da energia generalizada usada para todo o domínio do forno. O primeiro termo representa a variação de energia com o tempo, seguido pelo termo de transporte de energia por advecção. O terceiro e o quarto termo são referentes às transferências de energia por convecção e condução, respectivamente. O último termo representa a troca de energia por radiação, tratada aqui como uma fonte volumétrica de calor.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p T) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho c_p u_i T) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\bar{q}_{conv,i}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\bar{q}_{cond,i}) + \frac{S_{rad}}{Vol} = 0 ; \quad (4.1)$$

sendo a massa específica dada por ρ , o calor específico à pressão constante por c_p , a temperatura por T , a velocidade por u , o fluxo de calor por \bar{q} , o volume por Vol , e a fonte volumétrica de radiação por S_{rad} .

A prescrição do fluxo de gases da combustão e ar dentro do forno é baseada em dados experimentais, obtidos por medições nas tubulações do próprio equipamento. A Figura 4.1 mostra a direção prescrita para o escoamento de gases ao longo do forno.

Para o domínio do fluido, a Equação (4.1) reduz-se à Equação (4.2) envolvendo a troca de energia por convecção entre fluido-parede e fluido-carga, além do transporte de energia através do fluido por advecção.

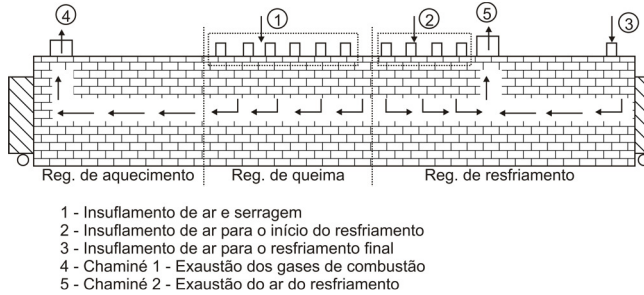


Figura 4.1 – Direção do fluxo prescrito para os gases utilizados na modelagem do Caso 1.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p T) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho c_p u_i T) + \frac{\partial}{\partial x_i}(q''_{conv,i}) = 0 \quad (4.2)$$

O fluxo de energia por convecção (q''_{conv}) entre o domínio fluido e sólido é modelado através da Equação (4.3), onde h_{conv} representa o coeficiente de convecção e T_{par} e T_{fluido} representam a temperatura da parede e do fluido, respectivamente. Para o fluido, o termo difusivo de calor foi desprezado, devido a sua baixa significância frente aos termos advectivos e convectivos.

$$q''_{conv,i} = h_{conv}(T_{par} - T_{fluido}) \quad (4.3)$$

Para o domínio das paredes, o termo advectivo da Equação (4.1) não está presente, uma vez que as mesmas são estacionárias. O termo difusivo é representado pela Lei de Fourier, Equação (4.4), onde k é a condutividade térmica e o termo derivativo representa o gradiente de temperatura do sólido na direção i .

$$q''_{cond,i} = -k \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (4.4)$$

Para o domínio da carga, todos os termos previstos na Eq. (4.1) estão presentes, devido à movimentação da mesma. Estes termos incluem a troca de energia por advecção (movimentação da carga) e por condução. Na superfície da carga se têm as trocas térmicas por convecção e por radiação. A Equação (4.5) é utilizada para modelar a troca por radiação. O subíndice i e j

representam a superfície emissora e receptora de radiação, respectivamente. O termo F_{ij} indica o fator de forma de troca radiativa entre as duas superfícies, ε_s a emissividade da superfície, σ a constante de Stefan-Boltzmann, A a área de troca e T a temperatura da superfície.

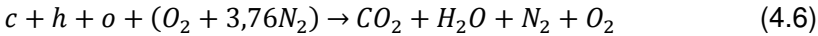
$$S_{rad} = S_{ij} = F_{ij}\varepsilon_s\sigma A(T_i^4 - T_j^4) \quad (4.5)$$

A troca de energia por radiação utiliza o conceito de paredes planas e infinitas (Siegel, 1992). Este conceito envolve apenas a troca de energia por radiação entre uma superfície i e outra superfície j à sua frente. Neste caso, o fator de forma, F_{ij} , possui valor unitário. Esta hipótese se baseia na existência de pequenos espaçamentos entre as superfícies, permitindo o tratamento de superfícies planas infinitas, onde o efeito das extremidades pode ser desprezado.

4.2 Combustão

Neste modelo numérico a queima na respectiva razão ar-combustível é considerada através da prescrição da temperatura e composição homogênea dos gases da combustão nas entradas dos queimadores.

A queima da serragem foi modelada de acordo com a Eq. (4.6), que representa uma equação global de um passo:



onde c , h e o representam, respectivamente, as quantidades de carbono, hidrogênio e oxigênio, presentes no combustível.

A temperatura adiabática da chama é utilizada como parâmetro de entrada nos queimadores na forma de temperatura prescrita (T_{presc}). Para o cálculo deste parâmetro recorre-se à Eq. (4.7), onde o PCI é o poder calorífico inferior do combustível, $m_{serragem}$ é o consumo de serragem do forno, m_{ar} é a massa de ar de combustão e \bar{c}_p é o calor específico médio a pressão constante dos gases de combustão. A temperatura de referência considerada foi de 300K.

$$T_{presc} = T_{ref} + \frac{\dot{m}_{serragem} PCI_{serragem}}{(\dot{m}_{serragem} + \dot{m}_{ar}) \cdot \bar{c}_p} \quad (4.7)$$

4.3 Malha, convergência e esquemas numéricos.

O domínio a ser resolvido é composto pela carga, vagonetas, paredes do forno e o próprio túnel com os gases que nele circulam. Todos os domínios são ainda sub-divididos em três regiões ao longo do comprimento do forno: região de aquecimento, de queima e de resfriamento. As secções transversais e longitudinais são apresentadas nas Figuras 4.2 e 4.3.

A malha empregada foi composta por elementos hexaédricos, onde o número de volumes nas direções x, y, z são respectivamente, 50, 50, 500, totalizando 1.250.000 volumes. Os comprimentos médios dos volumes nas direções principais foram $\Delta x=0,92$, $\Delta y=0,06$, $\Delta z=0,256$ metros.

Nas interfaces entre sólidos e fluido os volumes apresentam dimensões menores que os demais, se tornando volumes de espessura muito pequena, em torno de 1mm, funcionando como elementos para estabelecer as condições de contorno. Essa abordagem foi realizada, pois nos elementos de malha que compõem as superfícies dos sólidos opacos, a radiação pode ser considerada apenas como um fenômeno de superfície.

O método *cell-center* foi empregado na discretização das equações, onde as variáveis são alocadas no centro do volume de controle. Os termos temporais foram discretizados com um esquema de primeira ordem, enquanto que para os termos difusivos um esquema de diferenças finitas de segunda ordem foi empregado. Para os termos de advecção o esquema de primeira ordem *Upwind* foi utilizado (Maliska, 2004 e Anderson, 1995).

O critério de convergência adotado foi o de resíduo máximo de 10^{-6} em todas as variáveis calculadas e de menos de 0,1% de erro no fechamento do balanço de energia.

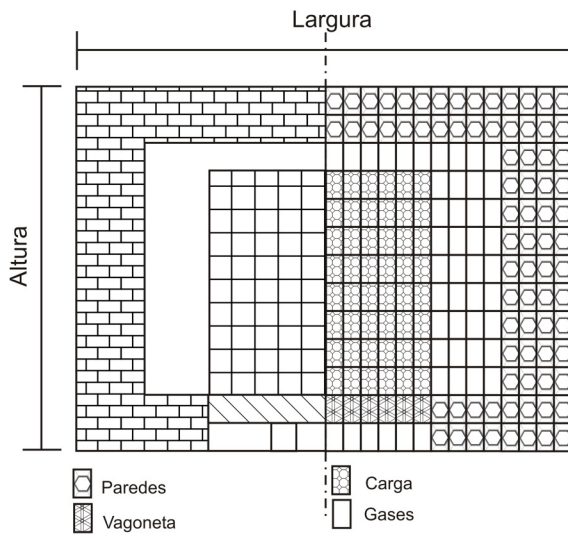


Figura 4.2 – Aplicação da malha na seção transversal do forno.

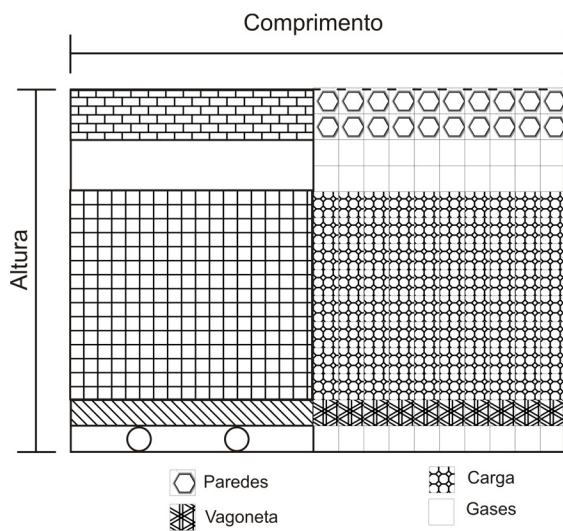


Figura 4.3 – Aplicação da malha na secção longitudinal do forno.

4.4 Geometria

No Modelo 1, todos os domínios do forno são resolvidos, incluindo o fluido (gases da combustão e ar atmosférico), as paredes do forno e a carga. Alguns detalhes foram modificados da geometria real para uma geometria idealizada. A primeira idealização foi a consideração de uma carga contínua, que se movimenta com velocidade constante dentro do forno. A carga real é disposta em pilhas com espaçamento de aproximadamente 15 cm entre cada pilha. A movimentação real da carga ocorre em ciclos, quando, por aproximadamente 25 minutos, a carga se mantém parada. Neste intervalo ocorre a queima de combustível injetado pelo teto, nos vãos entre as pilhas. Passado os 25 minutos, a injeção de combustível é suspensa por 30 segundos, sendo a carga movimentada. Após os 30 segundos o ciclo recomeça com nova injeção de combustível. Um ciclo completo de queima ao qual cada parte da carga é submetida - desde a entrada até a saída do forno - tem duração de 36 horas.

Devido à grande demanda computacional necessária para a resolução do problema térmico que abrange toda a extensão do forno, este trabalho considera um fluxo contínuo da carga, sem os espaçamentos entre as pilhas. Considera também a operação em regime permanente, sem os patamares causados pelos movimentos intermitentes do conjunto da carga. Devido a esta simplificação, a queima de combustível não ocorre entre blocos de carga e sim externamente, de forma que haja apenas a injeção dos gases quentes diretamente sobre a carga.

A fim de compensar a diminuição da área de troca de calor entre carga e gases, decorrente da falta do espaçamento entre as pilhas, a injeção foi considerada como ocorrendo em uma seção correspondente à largura do forno, em todo o comprimento do teto da região de queima, onde estão posicionados os alimentadores reais. Também se considerou como entrada de gases quentes as áreas laterais da região de queima, em toda a altura interna do túnel. A mesma abordagem foi empregada na injeção de ar frio na região de resfriamento e nas extrações de gases pelas chaminés. Neste caso, a área do teto por onde ocorre a extração possui a largura do forno e um comprimento igual ao comprimento da chaminé equivalente. Esse detalhe está representado na Figura 4.4, onde são destacadas exatamente as

seções de área por onde ocorrem as injeções e as extrações dos gases.

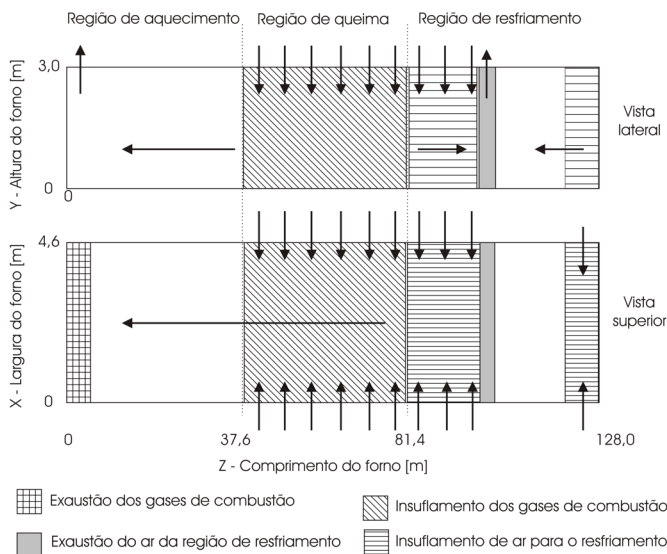


Figura 4.4 – Direção do fluxo dos gases.

4.5 Propriedades dos domínios

O domínio fluido é composto por ar atmosférico e gases da combustão da biomassa. Quatro componentes compõem o meio fluido dentro da câmara de combustão: O_2 , N_2 , CO_2 e H_2O . As propriedades do fluido são calculadas com base em uma mistura ideal, de acordo com a composição local.

A parede do forno é composta por camadas de tijolos de alta densidade. As condutividades e emissividades adotadas para estes materiais estão descritas na Tabela 4.1. A carga, diferentemente do tijolo empregado no revestimento da parede, possui a massa específica menor, pois o mesmo é um elemento vazio.

Tabela 4.1 – Propriedades dos gases, paredes e da carga.

Propriedades	Fluido	Parede	Carga	Unidade
Massa específica (ρ)	1,2	2050	780	kg/m ³
Calor específico (C_p)	1200	960	960	J kg ⁻¹ K ⁻¹
Condutividade térmica (k)	-	1,0	1,0	W m ⁻¹ K ⁻¹

4.6 Condições de contorno

4.6.1 Entrada e saída de fluxo - Meio fluido

Os fluxos de massa dos gases de combustão são impostos em cada elemento da secção transversal da região de queima, a uma temperatura prescrita de 1.474K. Para que a equação da conservação de massa seja satisfeita, os gases de combustão são extraídos no início da região de aquecimento (Chaminé 1), a uma temperatura local obtida como resultado do Modelo 1.

Já no resfriamento o insuflamento de ar atmosférico ocorre em duas etapas. Nos primeiros 12,0 m da região de resfriamento é imposto um fluxo de massa em cada volume, ao longo toda a secção transversal do forno. No resfriamento final um fluxo de ar é inserido no último volume, também em toda a secção transversal. A soma dos fluxos de ar inseridos na região de resfriamento é a condição de contorno de saída na Chaminé 2.

4.6.2 Condições de parede

Para as interfaces entre fluido-parede e fluido-carga o coeficiente de convecção foi estimada com base na correlação proposta por Incropera e DeWitt (2004).

$$Nu = 0,0296Re^{4/5}Pr^{1/3}; \quad (4.8)$$

sendo os números de Nusselt (Nu), Reynolds (Re) e Prandtl (Pr), calculados através das Equação (4.9), (4.10) e (4.11):

$$Nu = \frac{h_{conv}L}{k} \quad (4.9)$$

$$Re = \frac{\rho u L}{\mu} \quad (4.10)$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (4.11)$$

h_{conv} representa o coeficiente de troca de calor por convecção, k a condutividade térmica, L o comprimento característico, μ a viscosidade absoluta, ρ a massa específica, V a velocidade do escoamento, C_p o calor específico à pressão constante.

4.6.3 Condição de contorno na superfície externa da parede do forno

A condição de contorno para as superfícies externas das paredes do forno é dada pelas trocas de calor por convecção e por radiação para o ambiente. Ambas são definidas em conjunto através de um fluxo de calor, Q , com coeficiente global de troca U , definido pela Equação (4.12):

$$Q = UA(T_{\text{env}} - T_{\text{sur}}) \quad (4.12)$$

O coeficiente de troca U é definido através da Equação (4.13):

$$UA = h_{\text{conv}} + \varepsilon \sigma (T_{\text{sur}} + T_{\text{env}})(T_{\text{sur}}^2 + T_{\text{env}}^2) \quad (4.13)$$

O coeficiente de troca de calor por convecção (h_{conv}) foi estimado com base na Equação (4.14), proposta por Churchill e Chu (1975).

$$\overline{Nu} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{[1 + (0,492 Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (4.14)$$

Ra é o número de Rayleigh e é definido pela Equação (4.15)

$$Ra = \frac{g \beta (T_{\text{surf}} - T_{\infty}) L^3}{\nu \alpha} \quad (4.15)$$

sendo que β representa o coeficiente de expansão térmica volumétrica, T_{surf} a temperatura da superfície, T_{∞} a temperatura do meio e α a difusividade térmica.

4.6.4 Carga

A carga foi modelada como um sólido em movimento contínuo, partindo do início da região de aquecimento até final da região de resfriamento, com velocidade constante, equivalente à taxa de produção do forno.

As condições de contorno para o Modelo 1 são apresentadas na Tabela 4.2. As condições de entrada correspondem às vazões de gás natural, comburente e produção, apresentadas no Capítulo 4, para cada caso.

Tabela 4.2 - Condições de contorno para o modelo 1.

	Variáveis	MODELO1
Entrada de serragem	Fluxo de massa	0,268kg/s
	Temperatura	1474 K
Entrada de ar para a combustão	Fluxo de massa	3,256 kg/s
	Temperatura	1474 K
Exaustão dos gases de combustão – Chaminé 1	Fluxo de massa	3,524 kg /s
Entrada de ar no resfriamento lento	Fluxo de massa	2,825 kg/s
	Temperatura	300 K
Entrada de ar no resfriamento final	Fluxo de massa	15,175 kg/s
	Temperatura	300 K
Saída de ar do resfriamento – Chaminé 2	Fluxo de massa	18,0 kg /s
Carga	Velocidade	$4,0 \times 10^{-4}$ m/s
	Temperatura	300 K
Paredes	Coefficiente de convecção externo	5 - 15 W/m ² K
	Coefficiente de convecção interno	100 W/m ² K
	Emissividade	0,8
	Temperatura externa	300 K

5 Modelagem numérica - Modelo 2

Este segundo modelo numérico permite simular o comportamento do escoamento de gases e de ar dentro do túnel propriamente dito. Usa as equações da conservação da massa, da quantidade de movimento linear e da energia na forma da Média de Reynolds-Favre para a resolução dos fenômenos envolvidos. O modelo é tridimensional e engloba toda a geometria do forno (paredes, escoamento de fluidos e carga) e também os três tipos de trocas térmicas encontrados neste tipo de equipamento (condução, convecção e radiação). Tem como vantagem frente ao primeiro modelo apresentado anteriormente a resolução do escoamento fluido dentro do forno, não sendo o mesmo prescrito. Ainda, resolve a radiação de forma mais detalhada ao não considerar a troca apenas entre superfícies, mas também a participação do meio nas trocas radiativas. Por apresentar uma maior versatilidade na montagem da geometria e da malha permite também um maior detalhamento da geometria do forno e posicionamento de chaminés e queimadores quando comparado ao primeiro modelo. Como principal desvantagem destaca-se a demanda computacional, considerando as grandes dimensões da geometria envolvida.

O problema, neste caso, foi dividido em quatro domínios distintos: parede, gases circulantes na cavidade do forno, carga e canal no teto do forno. Os modelos DTRM e κ - ε foram empregados para modelagem da radiação térmica e da turbulência. Uma rotina de identificação de reações químicas foi implementada na forma de código externo no software ANSYS - CFX. O equacionamento e as simplificações adotadas são apresentados a seguir.

O escoamento transiente e compressível de um fluido é descrito pelas equações da conservação da massa, da quantidade de movimento linear e da energia. Para o tratamento da compressibilidade, uma equação de estado do fluido é necessária junto com as equações da conservação. Na sequência são apresentadas as equações em sua forma conservativa, em coordenadas cartesianas.

5.1 Conservação da massa

A equação da conservação da massa na forma diferencial é dada pela Equação (5.1):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j}{\partial x_j} = 0; \quad (5.1)$$

sendo ρ a massa específica, t o tempo, x a direção da coordenada e u a velocidade.

5.2 Conservação da quantidade de movimento linear

A equação da conservação da quantidade de movimento linear é dada pela Equação (5.2):

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + B_i \quad (5.2)$$

sendo B_i é a força de corpo por unidade de volume agindo sobre o fluido e τ_{ij} é o tensor de tensão para fluidos newtonianos. Utilizando a hipótese de Stokes e assumindo que a viscosidade dinâmica, μ , seja constante e a viscosidade expansional seja igual a zero, o tensor será dado pela Equação (5.3):

$$\tau_{ij} = -p\delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right); \quad (5.3)$$

sendo p é a pressão estática e δ_{ij} é o delta de Kronecker. Vale ressaltar que a viscosidade dinâmica será considerada constante, pois os efeitos da turbulência são dominantes sobre a variação da viscosidade no escoamento dos gases. Vale ressaltar ainda que os fluidos serão considerados newtonianos.

5.3 Conservação de energia

A Equação (5.4) representa a equação da conservação da energia, escrita em termos de entalpia total (H). O termo da dissipação viscosa foi desprezado por ser considerado pequeno, quando comparado com as trocas de calor associadas à combustão. Ainda são desprezados os trabalhos realizados por

forças viscosas e de corpo e se considera o número de Lewis como unitário. O termo de radiação (S_{Rad}) será abordado ao longo deste capítulo.

$$\frac{\partial(\rho H)}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j H}{\partial x_j} = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{k \partial T}{\partial x_j} \right) + S_{rad} \quad (5.4)$$

A entalpia total (H) é composta pela parcela da entalpia estática (h), mais uma parcela referente à energia cinética, conforme mostrado na Equação (5.5):

$$H = h + \frac{u_i u_i}{2} \quad (5.5)$$

A entalpia estática é a relação das entalpias específicas (h_i) dos componentes da mistura ideal e suas respectivas frações mássicas (Y_i), segundo a Equação (5.6):

$$h = \sum_i h_i Y_i \quad (5.6)$$

A entalpia específica é dada pela Equação (5.7), onde h_f^0 é a entalpia de formação do componente:

$$h_i = \int_{T_{ref}}^T c_{p,i} dT + h_{f,i}^0 \quad (5.7)$$

5.4 Equação de estado – gás ideal

A equação de estado é a equação auxiliar usada para o fechamento do sistema de equações, sendo dada pela Equação (5.8):

$$PW = \rho RT \quad (5.8)$$

sendo que W corresponde à massa molecular da mistura e R à constante universal dos gases.

5.5 Equacionamento final

Na resolução das Equações (5.1) a (5.8) para o problema do escoamento dentro do forno túnel é preciso modificá-las para

a aplicação do modelo de turbulência empregado. Um escoamento turbulento, como é o caso neste trabalho, é composto por diferentes escalas de movimento de diferentes tamanhos e velocidades. A natureza da turbulência é essencialmente tridimensional e aleatória, porém segue padrões estatísticos ao distribuir o valor das variáveis analisadas ao redor de uma média. A resolução das Equações (5.1) a (5.8) na forma apresentada, permite estimar todas as escalas de tempo e comprimento envolvidas no problema. A resolução desta forma é denominada de Simulação Numérica Direta (DNS – Direct Numerical Simulation). Atualmente, devido a limitações na capacidade computacional, a aplicação da técnica DNS é restrita à resolução de escoamentos com baixo número de Reynolds e pequenos domínios.

De outra forma, o escoamento turbulento é tratado através de aproximações, com o emprego dos chamados modelos de turbulência. Atualmente quatro níveis de resolução, ou modelagem, estão disponíveis. A Figura 5.1 apresenta os modelos em ordem de aprofundamento da resolução onde a técnica DNS aparece como o nível mais elevado.

Os modelos indicados pelo nível 3 são os mais simplificados. No nível 3 aparecem os modelos chamados de primeira ordem, representados pelo modelo algébrico (zero equações) e o modelo de uma ou duas equações. Os modelos classificados neste nível são baseados na hipótese de viscosidade turbulenta de Boussinesq. Eles são resolvidos a partir do conceito de médias de Reynolds, com a utilização das equações médias de Reynolds aplicadas a Navier-Stokes (RANS – Reynolds Averaged Navier Stokes). RANS foi desenvolvida para encontrar a solução das equações de Navier-Stokes, dadas em função dos valores médios de pressão, velocidade e temperatura. A turbulência é considerada a partir do efeito causado pelas flutuações do Tensor de Reynolds e das propriedades térmicas. Resolvendo estas equações se calculam os valores médios de pressão, velocidade e temperatura em função do tempo. São exemplos de modelos de duas equações os modelos k - ϵ e k - ω . Em uma equação se encontram os modelos de Prandtl e de Spalart-Allmaras, enquanto que para zero equações, os modelos de Baldwin-Lomax e Cebeci-Smith podem ser citados.

No nível 2, ainda com a aplicação de RANS, há os modelos de segunda ordem, onde o tensor de Reynolds é modelado através da mesma hipótese de Boussinesq ou da resolução de uma equação de transporte para o tensor de Reynolds.

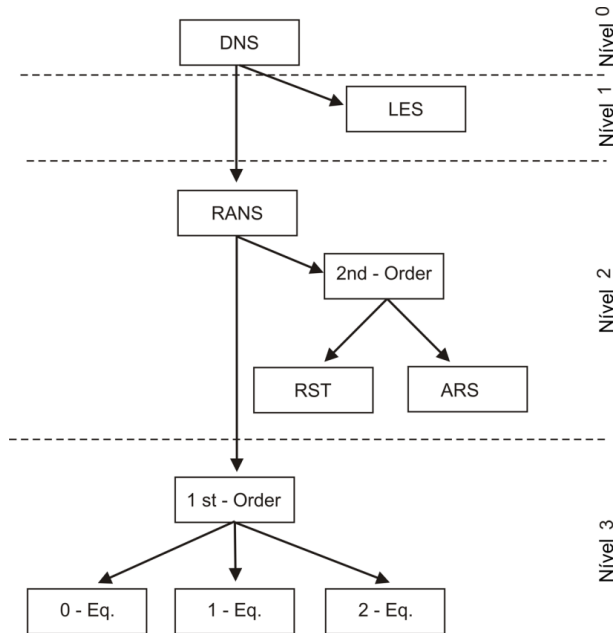


Figura 5.1- Hierarquia dos modelos atuais de turbulência.

Abreviações: DNS = DirectNumericalSimulation; LES = LargeEddySimulation; RANS = Equações da conservação média de Reynolds; 1storder = fechamento da turbulência de primeira ordem; 2storder = fechamento da turbulência de segunda ordem; RST = Modelos de transporte da tensão de Reynolds; ARS = Modelos algébricos da tensão de Reynolds; 0, 1, ou 2 Eq. = Modelos de zero, uma e duas equações. (Adaptado de Blazek, 2001).

No nível 1, a técnica *Large Eddy Simulation* - LES, é aplicada para descrever altas escalas de turbulência de forma explícita, considerando também os efeitos das menores escalas de turbulência. Nesta técnica, uma função do tipo logaritmo é

aplicada às equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia, atuando como um filtro, permitindo minimizar as variações nos valores de pressão, velocidade e temperatura. A técnica consegue rastrear variações de baixa frequência nos movimentos turbulentos, porém corta as de alta frequência.

O método das equações RANS é o método usado neste trabalho. Devido à variação da massa específica decorrente da sua dependência com a temperatura e a grande variação desta, são utilizadas as Equações de Navier-Stokes com as médias de Reynolds e Favre, que diferem um pouco das equações RANS, ao utilizar duas médias diferentes, dependendo da variável a ser calculada. Aplicando apenas a média de Reynolds, as equações governantes ficam muito mais complicadas, devido às correlações adicionais envolvendo as flutuações de densidade. A maneira mais conveniente para resolver as equações de Navier-Stokes é então aplicar a média de Reynolds para a densidade e para a pressão e a média de Favre para velocidades, energia interna, entalpia e temperatura (Blazek, 2001).

Neste método, as componentes turbulentas de uma determinada propriedade são decompostas em média e flutuações.

Para a média de Reynolds esta decomposição para a variável genérica ϕ_i , é dada pela Equação (5.9):

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (5.9)$$

sendo ϕ_i é o valor da variável instantânea, ϕ_i' a parte flutuante de ϕ_i e $\bar{\phi}_i$ o valor médio de Reynolds da mesma variável. O valor médio de Reynolds é calculado a partir da Equação (5.10):

$$\bar{\phi}_i = \frac{1}{\tau_t} \int_{\tau_t} \phi_i(t) dt \quad (5.10)$$

onde τ_t é o intervalo de tempo onde será realizada a média e t , o tempo instantâneo.

A média de Favre é dada pela Equação (5.11):

$$\widetilde{\phi}_i = \frac{1}{\bar{\rho}} \left(\frac{1}{\tau_t} \int_{\tau_t} \rho \phi_i(t) dt \right) \quad (5.11)$$

sendo $\bar{\rho}$ é a densidade média de Reynolds. A decomposição de Favre para a variável genérica ϕ_i resulta então em:

$$\phi_i = \tilde{\phi}_i + \phi_i'' \quad (5.12)$$

sendo $\tilde{\phi}_i$ o valor médio de Favre da variável ϕ_i e ϕ_i'' , a parte flutuante de ϕ_i .

As equações de médias de Favre-Reynolds são apresentadas na sequência. Maior detalhamento com relação aos demais modelos de turbulência pode ser encontrado em Mathieu e Scott (2000).

5.6 Equações da Conservação Média de Reynolds e Favre

Após a aplicação da média de Reynolds e Favre, as equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia são descritas pelas Equações (5.13) a (3.15), respectivamente.

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (5.13)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{u}_i}{\partial x_j} = - \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i'' \tilde{u}_j''}{\partial x_j} - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + B_i \quad (5.14)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{H}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{H}}{\partial x_j} = - \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j'' \tilde{h}''}{\partial x_j} - \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} \right) + S_{rad} \quad (5.15)$$

Na equação da energia total, o transporte molecular e turbulento da energia cinética turbulenta foi desconsiderado e a entalpia total é agora relacionada com a entalpia estática e com as flutuações da velocidade, através da Equação (5.16). A entalpia estática é definida de maneira análoga as Equações (3.6) e (3.7) apresentadas anteriormente, na forma de média de Favre.

$$\tilde{H} = \frac{1}{2} \tilde{u}_i \tilde{u}_i + \tilde{h} \quad (5.16)$$

O tensor tensão agora é dado pela Equação (3.17), excluindo-se a pressão:

$$\overline{\tau_{ij}} = \mu \left(\frac{\partial \widetilde{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \widetilde{u_j}}{\partial x_i} \right) \quad (5.17)$$

Dois novos termos aparecem nas equações da conservação: o tensor de Reynolds $\widetilde{\bar{\rho} u_i'' u_j''}$, e o fluxo turbulento de entalpia, $\widetilde{\bar{\rho} u_j'' h''}$. O fluxo turbulento é modelado aqui de maneira análoga ao transporte por gradiente, dado pela Equação (5.18):

$$\widetilde{\bar{\rho} u_j'' h''} = - \frac{\mu_t}{Sc_t} \frac{\partial \widetilde{h}}{\partial x_j} \quad (5.18)$$

O tensor de Reynolds é modelado de acordo com o modelo de turbulência adotado. No presente caso, o tensor é modelado de acordo com o modelo $k - \varepsilon$, através da hipótese de Boussinesq, dado pela Equação (5.19):

$$\widetilde{\bar{\rho} u_i'' u_j''} = \mu_t \left(\frac{\partial \widetilde{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \widetilde{u_j}}{\partial x_i} \right) \quad (5.19)$$

sendo μ_t a viscosidade dinâmica turbulenta.

As equações da conservação na forma de médias de Reynolds e Favre, após a aplicação do modelo de turbulência resultam finalmente nas Equações (5.20) a (5.22):

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \widetilde{u_j}}{\partial x_j} = 0 \quad (5.20)$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \widetilde{u_m})}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \widetilde{u_m} \widetilde{u_j})}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{p}'}{\partial x_m} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial \widetilde{u_m}}{\partial x_j} + \frac{\partial \widetilde{u_j}}{\partial x_m} \right) \right] + B_i \quad (5.21)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{H})}{\partial t} - \frac{\partial\bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_j\tilde{H})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{\text{Pr}} \frac{\partial\tilde{h}}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\text{Pr}_t} \frac{\partial\tilde{h}}{\partial x_j} \right) + S_{\text{rad}} \quad (5.22)$$

sendo a densidade média dada pela Equação (5.23):

$$\frac{1}{\bar{\rho}} = \sum_i \tilde{Y}_i \left(\frac{1}{\bar{\rho}_i} \right) \quad (5.23)$$

e a viscosidade dinâmica efetiva dada pela Equação (5.24)

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t \quad (5.24)$$

5.7 Modelo $\kappa - \varepsilon$

Em modelos de turbulência de primeira ordem uma equação linear é usada para representar o Tensor de Reynolds. No presente caso o modelo $k - \varepsilon$ foi aplicado, com a hipótese de Boussinesq. O modelo $k - \varepsilon$ (Launder e Spalding, 1974), é baseado na hipótese de que o transporte turbulento pode ser descrito por uma viscosidade turbulenta, de maneira análoga à expressão para o tensor viscoso, e representado pela Equação (5.25):

$$\mu_t = C_\mu \bar{\rho} \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \quad (5.25)$$

onde C_μ é uma constante empírica do modelo. Seu valor é apresentado na Tabela 5.1. Duas novas variáveis aparecem: a energia cinética turbulenta, κ , e a dissipação da energia cinética turbulenta, ε . A energia cinética turbulenta representa a energia cinética dos movimentos turbulentos não resolvidos diretamente pelo modelo da turbulência, enquanto a dissipação turbulenta representa a taxa de dissipação de energia turbulenta em calor. Equações de transporte para estas duas novas variáveis são resolvidas de acordo com as Equações (5.26) e (5.27):

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\kappa)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\widetilde{u_j\kappa})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] + P_\kappa - \bar{\rho}\epsilon \quad (5.26)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\widetilde{u_j\epsilon})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\epsilon 1} P_\kappa \frac{\epsilon}{\kappa} - C_{\epsilon 2} \bar{\rho} \frac{\epsilon^2}{\kappa} \quad (5.27)$$

onde mais quatro constantes empíricas aparecem: σ_κ , σ_ϵ , $C_{\epsilon 1}$ e $C_{\epsilon 2}$. Seus valores também estão apresentados na Tabela 5.1. A taxa de produção de energia turbulenta devido à energia viscosa, P_κ , é definida pela Eq. (5.28):

$$P_\kappa = \mu_t \left(\frac{\partial \widetilde{u_m}}{\partial x_j} + \frac{\partial \widetilde{u_j}}{\partial x_m} \right) \left(\frac{\partial \widetilde{u_m}}{\partial x_j} \right) \quad (5.28)$$

Tabela 5.1 - Valores de constantes do modelo de turbulência adotados.

Constante	C_1	C_2	C_3	C_μ	σ_κ	σ_ϵ	σ_H	σ_ϕ
Valor	1,44	1,92	0	0,09	1,0	1,217	0,9	0,9

5.8 Modelo de radiação: Discrete Transfer Radiative Model - DTRM

O modelo adotado neste trabalho para o tratamento da radiação foi o Modelo de Transferência Radiativa Discreta – Discrete Transfer Radiative Model - DTRM (Lockwood e Shaw, 1981). Dentre os modelos de radiação disponíveis para modelagem de problemas industriais, com acoplamento de fluidodinâmica e transferência de calor, o DTRM é bastante usado, devido a sua demanda computacional moderada e a facilidade de implementação com o método dos volumes finitos.

O conceito base do método consiste em considerar as superfícies de contorno do problema como fontes radiantes. A energia emitida pelas superfícies no hemisfério de emissão é

dividida em um número determinado de raios e a energia emitida em um determinado ângulo sólido é assumida como um único raio. Sendo assim, quanto maior o número de raios, maior a precisão do modelo. O raio emitido é seguido pelo algoritmo e a emissão e absorção de energia são contabilizadas nos volumes pelos quais o raio passa. Maiores detalhes com relação ao desenvolvimento deste modelo podem ser encontrados em Lockwood e Shaw (1981).

Matematicamente o modelo é descrito através da resolução da equação de transporte radiativo (RTE), descrita pela Equação (5.29) na sua forma espectral, para um meio participante sem difusão e com índice de refração unitário:

$$\frac{d i_{\lambda}(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + a_{\lambda} i_{\lambda}(\vec{r}, \vec{s}) = a_{\lambda} i_{\lambda b}(\vec{r}, \vec{s}) \quad (5.29)$$

onde i é a intensidade de radiação, a o coeficiente de absorção e σ a constante de Stefan-Boltzmann. Os vetores \vec{r} e \vec{s} indicam a posição e a direção unitária vetorial, respectivamente. O subíndice λ representa a dependência espectral das variáveis enquanto o subíndice b indica corpo negro. O primeiro termo da esquerda representa a variação da intensidade espectral de radiação na direção s , o segundo termo, a taxa de absorção dessa intensidade, enquanto o termo da direita representa a taxa de emissão pelo meio. A Equação (5.29) é integrada no volume de controle ao longo do raio considerado, resultando na Equação (5.31) para tratamento espectral e na Equação (5.30) para tratamento cinza:

$$i_{\lambda, n+1} = i_{\lambda b} (1 - e^{-as}) + i_{\lambda, n} e^{-as} \quad (5.30)$$

$$i_{n+1} = \frac{\sigma T^4}{\pi} (1 - e^{-as}) + i_n e^{-as} \quad (5.31)$$

onde o subíndice n representa a face do volume de controle atravessada pelo raio considerado e T a temperatura local do volume. No tratamento com bandas espectrais de radiação

através da Equação (5.30), a intensidade de radiação de cada banda é calculada separadamente e a intensidade total é obtida com o somatório da multiplicação da intensidade em cada banda pelo incremento de comprimento de onda de cada banda.

As superfícies do contorno são consideradas como cinzas e difusoras. A Equação (5.32) representa a intensidade de radiação que deixa cada uma dessas superfícies (termo à esquerda da equação). O primeiro termo e o segundo termo à direita representam, respectivamente, as intensidades refletida e emitida pela superfície em questão, sendo ε_w a emissividade da superfície:

$$i = \frac{q_{out}}{\pi} = (1 - \varepsilon_w) \frac{q_{in}}{\pi} + \varepsilon_w \frac{\sigma T_w^4}{\pi} \quad (5.32)$$

O fluxo de energia incidente nesta superfície, q_{in} , é calculado através da soma da energia incidente de todas as direções, de acordo com a Equação (5.33):

$$q_{in,j} = \int_{s, n < 0} \vec{i}_j \cdot \vec{s} \cdot n \, d\Omega \approx \sum_{i=1}^{n \text{ raios}} i_{j,i} \cos \Theta_{j,i} \Delta \Omega_{j,i} \approx \sum_{i=1}^{n \text{ raios}} i_{j,i} \cos \Theta_{j,i} \sin \Theta_{j,i} (\Delta \Theta_{j,i}) \Delta \varphi_{j,i} \quad (5.33)$$

onde Θ é o ângulo polar, Ω o ângulo sólido e φ o ângulo azimutal. Para um volume de controle j , a fonte de energia devido às trocas radiativas é dada, para um determinado raio, pela Equação (5.34):

$$\overline{S}_j = (i_{n+1} - i_n) A_j \cos \Theta_{j,i} \Delta \Omega_{j,i} = (i_{n+1} - i_n) A_j \cos \Theta_{j,i} \sin \Theta_{j,i} (\Delta \Theta_{j,i}) \Delta \varphi_{j,i} \quad (5.34)$$

O termo fonte, para o cômputo do total resultante de energia por radiação em um volume, é o somatório da contribuição de todos os raios k , dada pela Equação (5.35):

$$S_{rad} = S_{j,tot} = \sum_{i=1}^k \overline{S}_{j,i} \quad (5.35)$$

5.9 Modelo de tratamento das propriedades radiativas dos gases

Conforme comentado anteriormente, as moléculas de CO_2 e H_2O participam absorvendo e emitindo radiação infravermelha, presente no fenômeno de troca de calor dentro do forno túnel. Dois fluidos com composições distintas são encontrados dentro do forno túnel: ar, na região de resfriamento, e gases da combustão, na região de queima e aquecimento. Neste último estão presentes as frações mássicas de CO_2 e H_2O , devido à combustão da serragem. Para a contabilização da participação nas trocas radiativas deste fluido, foi empregada a resolução da radiação não espectral, através do modelo de soma-ponderados-gases-cinzas (WSGGM). O conceito básico deste modelo é simular as propriedades radiativas de um gás real, a partir do somatório de alguns gases cinzas. Neste caso a fração de energia correspondente a cada gás cinza é equivalente à fração de energia emitida por um corpo negro na temperatura do gás que está na região espectral ocupada pelo gás cinza. A emissividade do gás é dada pela Equação (5.36):

$$\varepsilon_g = \sum_{j=1}^j b_j \left(1 - e^{-a_j s} \right) \quad (5.36)$$

onde b e a_j são o peso e o coeficiente de extinção do j -ésimo gás cinza, respectivamente, ε_g a emissividade do gás e s é a distância considerada no meio.

A queima de combustível sólido resulta, geralmente, no surgimento de particulados e cinzas nos gases da combustão. Esses elementos causam espalhamento da radiação. Devido ao excesso de ar empregado na combustão da serragem no forno analisado, a formação de particulados e cinzas não foi considerada, nem a sua influência nas trocas de calor radiativas internas ao forno. Os valores para o excesso de ar de combustão são apresentados nos Capítulo 3.

5.10 Modelo de porosidade – Modelo 2

Um ponto importante a ser considerado no funcionamento de um forno túnel é a montagem da carga em pilhas para sua passagem dentro do forno. A estrutura da pilha pode ser arranjada de forma mais compacta ou menos compacta. Cargas mais compactas possuem pouco espaçamento entre as peças cerâmicas, enquanto cargas menos compactas possuem canais maiores entre essas peças. A Figura 5.2 exemplifica esquemas de montagem de pilha de material cerâmico para a queima. A primeira e a terceira configuração são compactas, com poucos canais internos para passagem de fluido. A segunda e a quarta configuração são menos compactas, com um maior espaçamento entre peças empilhadas e canais mais visíveis.

O formato da carga, devido a criação dos canais internos por onde fluido escoar, influencia de forma significativa nas trocas térmicas entre os fluidos dentro do forno (gases quentes ou ar de resfriamento) e o interior da carga. Essa troca é na sua maior parte por convecção entre fluido e material cerâmico.

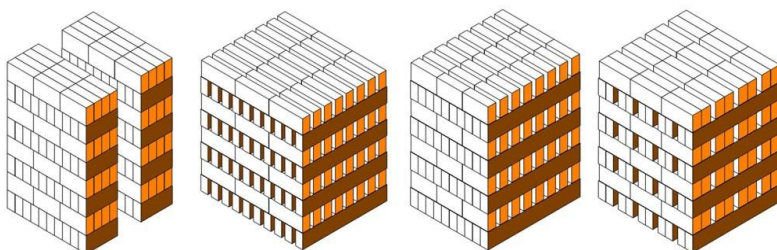


Figura 5.2 – Exemplos de formatos de montagem de pilha de carga para queima em forno túnel.

Conforme comentado no Capítulo 1, alguns trabalhos foram publicados referentes a modelagem térmica de fornos túnel. A maior parte dos trabalhos (Gardiek, 1981, Dugwell e Oakley, 1988, Santos, 2001, Kaya, 2008), consideram o forno de forma unidimensional, não resolvendo o gradiente vertical de temperatura na carga. Nos trabalhos onde esse gradiente é investigado, duas abordagens podem ser identificadas. A primeira (Naccache, 2005) considera a carga em repouso, devido as baixas velocidades. A carga é tratada como um meio poroso,

com um modelo de porosidade clássico, onde o volume vazio é considerado, porém não é estimada uma troca de calor entre a parte interna da carga e o escoamento no exterior. Conclusões desta abordagem indicam que o uso de modelo de porosidade clássico não influencia nos resultados obtidos. A segunda abordagem, encontrada em Dadam e Nicolau (2012) e Oba et al (2014), impõe uma troca convectiva extra ao aumentar a área de troca superficial e prescrever um coeficiente de convecção constante no forno para uma carga móvel. Este trabalho segue a segunda abordagem.

A troca térmica interna à carga, entre os gases e as superfícies dos canais, é modelada neste trabalho com um modelo aqui proposto, onde a troca convectiva interna é estimada para cada elemento de malha da carga e contabilizada na equação da conservação da energia, tanto da carga, quanto do meio fluido. O modelo proposto é descrito na sequência.

5.10.1 Modelo de troca de calor nos canais da carga

Os canais internos da carga proporcionam um aumento da área de superfície de troca para a convecção entre gases e sólido. O modelo proposto se baseia em uma configuração genérica de canais, onde o aumento da área de troca de calor é considerado de forma total para a carga completa e dividido uniformemente entre todos os elementos de malha que compõem a carga. Nessa superfície interna ocorre então troca de calor por convecção com o fluido na mesma seção do comprimento do forno.

A troca de calor por convecção dentro da carga ocorre de acordo com a Equação (5.37),

$$Q_{int} = \frac{h_{conv} A_{sup,int} (T_{m,fluido} - T_c)}{V_{EM}} \quad (5.37)$$

onde a energia recebida ou perdida por cada elemento de malha, Q_{int} , por unidade de elemento de volume, V_{EM} , é calculada através de um coeficiente de convecção, h_i , área de troca interna da carga, $A_{sup,int}$, e a diferença de temperatura entre o fluido que passa por dentro da carga, $T_{m,fluido}$, e a temperatura do próprio elemento de malha da carga, T_c . Esse termo é contabilizado na equação da conservação da energia para os elementos de malha

que compõem a carga como uma fonte volumétrica, sendo, por isto, dividido pelo volume de cada elemento de malha.

A área da superfície interna da carga onde ocorre a troca é contabilizada diretamente da montagem de carga original, apresentada na Figura 5.3, em vista isométrica e frontal. Essa montagem de carga corresponde à configuração real da carga empregada no forno analisado durante as medições apresentadas no Capítulo 3. A carga é originalmente dividida em pilhas de aproximadamente 1,50 m de comprimento, 1,45 m de altura e 2,30 m de largura. As peças cerâmicas são empilhadas de forma a deixar 40 canais horizontais, com um espaçamento de aproximadamente 0,300 m entre as diferentes pilhas.

Os canais horizontais têm área de superfície de aproximadamente 0,0134 m² por canal. Ainda, a área superficial entre as pilhas de carga também é contabilizada, uma vez que o modelo numérico considera uma carga contínua, sem espaçamentos. Toda a área superficial interna é somada e dividida uniformemente pelo número de volumes da carga.

A temperatura do fluido considerada para a troca de energia dentro da carga é modelada como sendo a temperatura média do fluido fora da carga para a mesma seção transversal do forno, conforme indicado na Figura 5.4. O número de seções consideradas neste trabalho é idêntico ao número de divisões por elementos de malha ao longo do comprimento do forno, totalizando 750 seções de comprimento de 0,170 m.

Acoplada a esta fonte de energia na carga, está uma fonte análoga de energia no fluido, que contabiliza a energia na seção de fluido que foi absorvida ou cedida pela carga na mesma seção, de acordo com a Equação (5.38). A fonte de energia volumétrica na seção do fluido, S_{fluido} , é dada então pela Equação (5.38),

$$S_{fluido} = \frac{\sum_{EM} Q_{int} V_{EM}}{V_{fluido}} \quad (5.38)$$

sendo V_{fluido} o volume total de fluido da seção considerada; o somatório é realizado em todo o volume da carga da mesma seção transversal do forno. A equação da conservação da energia é resolvida de forma acoplada para ambos os domínios. Devido a esse acoplamento, a fonte de energia dada pela Equação (5.38) é linearizada para evitar divergência numérica

decorrente de altas variações de temperatura. Note-se que a taxa de energia recebida ou cedida pelo fluido é exatamente igual à taxa de energia cedida ou recebida pela carga, ou seja, há apenas uma redistribuição de energia, considerando que existe a troca por convecção dentro da pilha. É importante destacar que enquanto cada volume da malha da carga tem um valor de fonte de energia, ou troca por convecção, próprio, a fonte de energia no fluido é dividida uniformemente entre todos os elementos da seção do mesmo. A consideração de uma fonte uniforme em todo o fluido foi adotada devido à pequena diferença de temperatura entre os volumes de fluido de uma mesma seção transversal do forno.

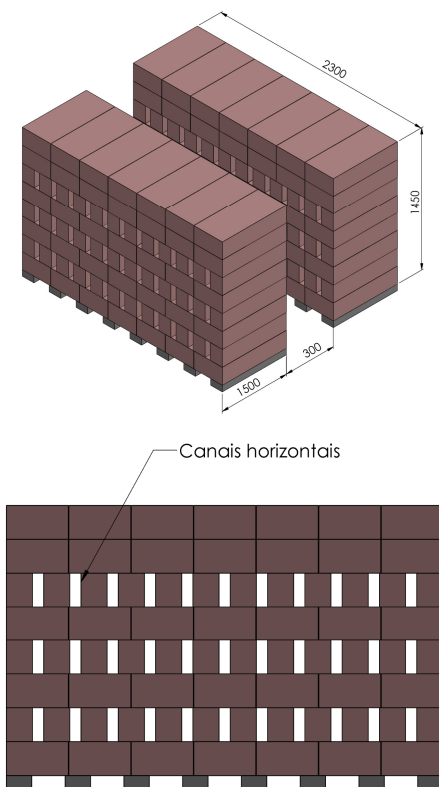


Figura 5.3 – Configuração da carga e canais internos.

Seção de fluido
(no sentido do comprimento do forno)

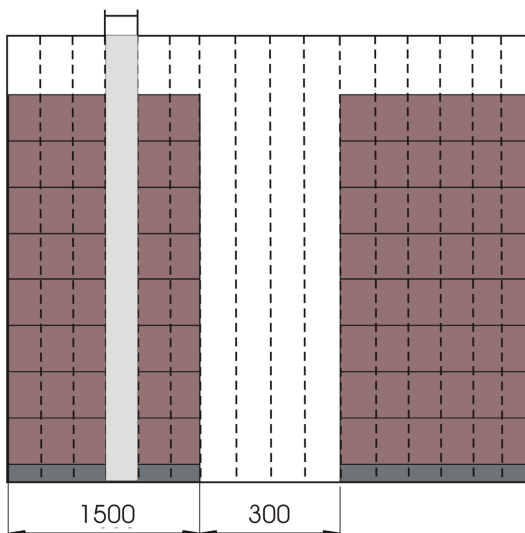


Figura 5.4 – Fatias transversais de fluido para cálculo da sua temperatura média em cada seção do forno.

O fator empírico do modelo aparece no coeficiente de troca de convecção, h_i , de difícil estimativa devido a peculiaridades do posicionamento dos elementos da carga e do escoamento dentro dos canais. Neste trabalho o coeficiente de troca de calor por convecção (h_i) adotado para cada seção transversal do forno é calculado a partir da taxa de energia trocada por convecção entre a superfície externa da carga (topo e laterais) e o fluido ao redor da carga, nesta mesma seção do forno, de acordo com a Equação (5.39):

$$h_{conv} = \frac{Q_{Conv,i}}{A_{sup,ext}(T_{m,sup} - T_{m,fluido})} \quad (5.39)$$

sendo a taxa de energia trocada por convecção entre o fluido e a superfície da carga dada por $Q_{Conv,i}$ e estimada a partir da resolução das equações da conservação da massa, energia e quantidade de movimento e aplicação das leis de parede para

resolução da troca convectiva entre fluido e superfície. A superfície de troca externa da carga é dada por $A_{sup,ext}$, e a temperatura média da superfície na seção por $T_{m,sup}$. Esta equação permite modelar as trocas convectivas internas da carga, sem a necessidade de prescrever um coeficiente de troca de calor convectivo, o qual pode variar muito de um problema a outro. Esta equação também é resolvida para cada seção transversal, fazendo com que o coeficiente de troca de calor varie ao longo do forno.

Este modelo é capaz de considerar cargas mais ou menos densas ou compactas, ao considerar a área de troca interna dos canais, porém não considera o posicionamento exato do canal, uma vez que a troca por convecção interna acontece em todos os elementos de malha.

5.11 Discretização das equações e esquemas numéricos

As equações da conservação apresentadas anteriormente podem ser agrupadas na forma de uma equação de transporte geral, dada pela Equação (5.40):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_j\phi) - \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_{\phi_{eff}} \frac{\partial \phi}{\partial x_j}\right) = S_\phi \quad (5.40)$$

sendo que ϕ representa a variável de interesse, $\Gamma_{\phi_{eff}}$ a difusividade efetiva e S_ϕ o termo fonte. Para a utilização do método dos volumes finitos, a Equação (5.40) é integrada em um volume de controle, levando à Equação (5.41):

$$\int \frac{\partial \bar{\rho}\phi}{\partial t} dV + \int \bar{\rho}\phi \tilde{u}_j \cdot \vec{n} dA - \int \Gamma \nabla \phi \cdot \vec{n} dA = \int S dV \quad (5.41)$$

sendo V o volume da célula onde a equação está sendo integrada, A a área da face considerada e \vec{n} o vetor normal à face. Cada termo é então discretizado com a finalidade de transformar as equações integrais em equações algébricas. No caso do software comercial utilizado neste trabalho, Ansys CFX,

o método de cell-center é aplicado, ou seja, as variáveis são estocadas no centro dos volumes de controle. Para os termos temporais, um esquema de discretização de primeira ordem foi utilizado. Os termos difusivos são discretizados com diferenças finitas de segunda ordem. Para os termos advectivos um esquema *Upwind* de primeira ordem foi utilizado.

Para resolução do acoplamento pressão-velocidade, o CFX usa o algoritmo SIMPLEC. O algoritmo SIMPLEC considera um método de pressão e velocidades desacopladas, onde a pressão é posicionada no centro do volume. As velocidades, porém, são posicionadas nas faces do volume de controle. Para juntar o SIMPLEC com o método cell-center, o esquema de interpolação Rhie e Chow (1983), foi considerado para o cálculo das velocidades nas interfaces entre os volumes.

Para convergência foi adotado o critério de resíduo máximo nas variáveis das equações da conservação de 10^{-5} e de menos de 1% para os balanços das equações da conservação.

5.12 Geometria

A geometria do modelo numérico em código comercial é mais fiel a geometria normal frente ao primeiro modelo apresentado. As dimensões principais (comprimento, altura e largura do forno, carga e paredes) são idênticas ao modelo anterior e ao real. As injeções e extrações de fluido por outro lado foram modeladas como seções circulares com área e posicionamento igual ao forno real. A Figura 5.5 apresenta a geometria do modelo numérico com as entradas e saídas de gases e da carga.

5.13 Propriedades dos domínios

O domínio fluido é composto por ar atmosférico (região de resfriamento) e gases da combustão da biomassa (região de queima). Quatro componentes compõem o meio fluido dentro da câmara de combustão: O_2 , N_2 , CO_2 e H_2O . As propriedades do fluido são calculadas com base em uma mistura ideal de acordo com a composição local.

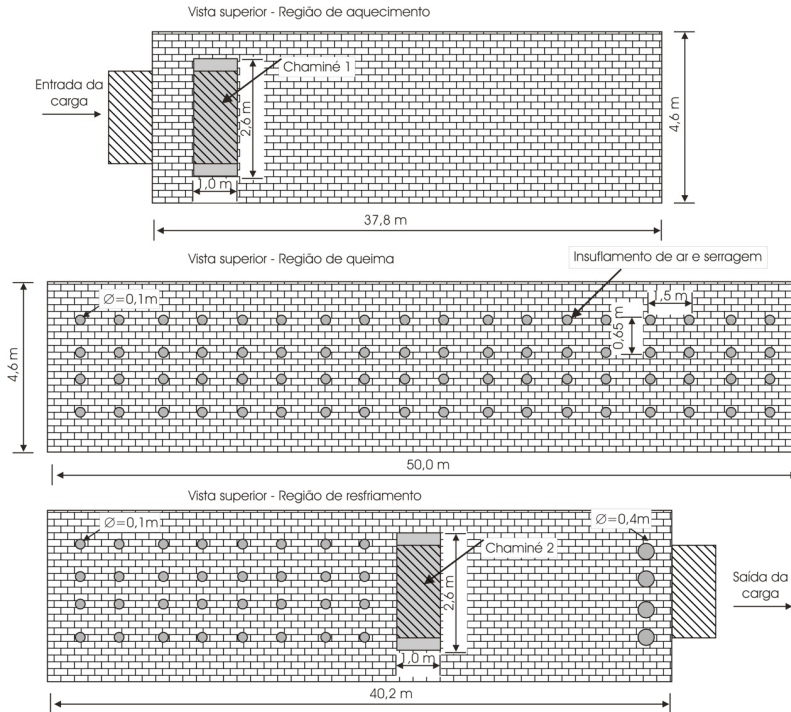


Figura 5.5 – Representação da geometria do modelo numérico.

5.14 Condições de contorno

5.14.1 Entrada de fluxo - Meio fluido

Nos orifícios de injeção de combustível, gás quente é injetado com um perfil de velocidade e temperatura uniforme em toda a seção. Para a injeção de ar frio na zona de resfriamento, ar atmosférico com temperatura prescrita é injetado, também com perfil de velocidade uniforme. Os valores de velocidade e temperatura para cada caso estão indicados na Tabela 5.2, juntamente com as demais condições de contorno. A condição de contorno da turbulência em ambas as entradas de fluido é de porcentagem de intensidade turbulenta, I , de 5%. A intensidade turbulenta é relacionada com a energia cinética turbulenta, k , e a velocidade média, u , através da Equação (5.42):

$$I = k / u^2 \quad (5.42)$$

Para esta porcentagem de intensidade turbulenta a relação entre a viscosidade turbulenta e a viscosidade absoluta foi adotada como $\mu_t/\mu = 10$ na entrada do fluxo de gases.

5.14.2 Saída de fluxo – Meio fluido

Para a saída dos gases para as chaminés foi considerada a condição de gradiente nulo, para todas as variáveis resolvidas (condição de Neumann) e de pressão estática de -5 Pa na escala manométrica.

5.14.3 Condições de paredes

As condições de contorno de parede são usadas em todas as interfaces sólido-fluido. Para a velocidade, a condição de não escorregamento (velocidade nula na interface), foi imposta para todas as interfaces, exceto para a interface carga-gases no interior do forno. Nesta interface específica, o fluido possui a mesma velocidade da interface da carga, que se move a uma velocidade constante prescrita. Para o cálculo das velocidades e temperaturas adjacentes às interfaces, funções de parede foram aplicadas. Esta metodologia será descrita resumidamente a seguir.

5.14.4 Função de parede

Em camadas limites turbulentas desenvolvidas, formadas próximas às paredes e sem recirculação, três regiões características são identificadas: a subcamada laminar, a camada logarítmica e a camada externa. Nesta última ocorre a interface entre a camada limite e o escoamento externo. O perfil de velocidades adimensionais típico nestas três camadas é apresentado na Figura 5.6. Na ordenada desta figura é indicada a velocidade adimensional $f = u_+ = \bar{U} / u_*$, em função da velocidade média, \bar{U} , e da velocidade de fricção, u_* . Na

abscissa tem-se a distância adimensional da parede,
 $y^+ = u_* y \rho / \mu$.

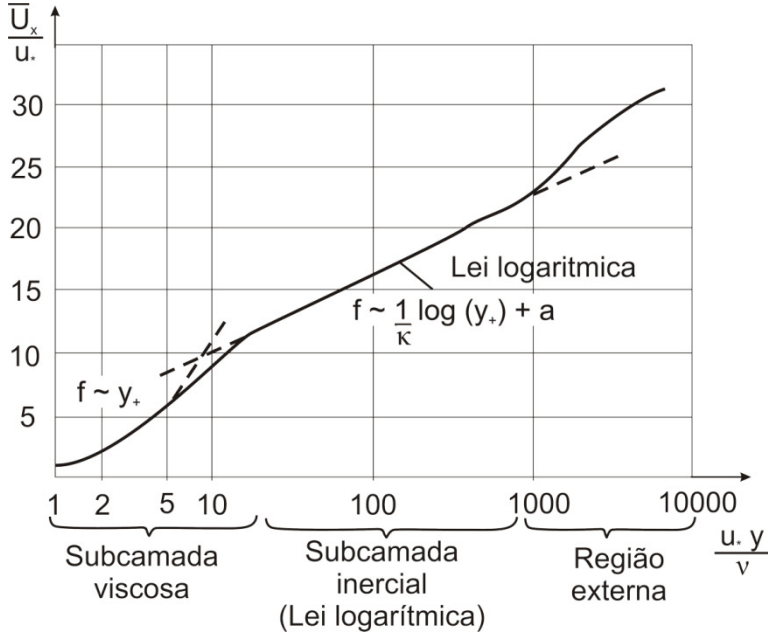


Figura 5.6 - Distribuição de velocidade em uma camada limite turbulenta típica. Adaptado de Mathieu e Scott (2000).

Com a definição do parâmetro tensão de cisalhamento turbulenta na parede dada pela Equação (5.43):

$$\tau_w = \sqrt{C_\mu \bar{\rho} k} \quad (5.43)$$

Também são definidas variáveis adimensionais para a velocidade tangencial à parede e para a distância normal à parede, dadas respectivamente pelas Equação (5.44) e (5.45):

$$u^+ = \frac{\tilde{U}_t}{u_*} = \frac{\tilde{U}_t}{(\tau_w / \bar{\rho})^{1/2}} \quad (5.44)$$

$$y^+ = \frac{\bar{\rho} \tau_w^{1/2}}{\mu} y = \frac{u_* y \rho}{\mu} \quad (5.45)$$

Na subcamada viscosa ($0 < y^+ < 5$), mais próxima à parede, a velocidade adimensional é dada pela própria distância adimensional, conforme a Equação (5.46):

$$u^+ \approx y^+ \quad (5.46)$$

Na subcamada inercial ($0 < y^+ < 5$), a velocidade adimensional é dada pela Equação (5.47):

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + C \quad (5.47)$$

onde κ é a constante de Von Karman e C uma constante de integração.

Essa distribuição de velocidade é para uma camada limite turbulenta sobre uma placa plana. Para casos com recirculação, gradiente de pressão adverso e outros que influenciam a camada limite, esse perfil não é válido.

Para evitar a necessidade de resolver a camada limite no modelo numérico, as funções de parede se baseiam neste perfil de velocidades para prescrever as velocidades dos nós dentro da camada limite. Esta técnica foi utilizada neste trabalho para o tratamento do escoamento e da transferência de calor adjacente as paredes. Assim, o perfil de velocidade tangencial a parede nos volumes adjacentes a interfaces é assumido com base nas Equações (5.48) e (5.49), de acordo com o posicionamento do volume:

$$u^+ = y^+ \rightarrow \text{se } y^+ < y_0^+ \quad (5.48)$$

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \log(E y^+) \rightarrow \text{se } y^+ > y_0^+ \quad (5.49)$$

onde $y_0^+ = 11,22$ é definido como o ponto de transição entre a subcamada viscosa e a subcamada inercial. Os valores adotados para E e κ foram iguais 9,793 e 0,419, respectivamente. Para a energia cinética turbulenta, a equação de transporte é resolvida, porém para a dissipação viscosa a Equação (5.50) pode ser usada,

$$\varepsilon = \frac{C_\mu^{3/4} k^{3/2}}{\kappa y} \quad (5.50)$$

Uma metodologia análoga é usada para a entalpia, através de uma entalpia adimensional para a camada limite, definida pela Equação (5.51):

$$H^+ = \sqrt{\frac{\rho \tau_k}{\dot{H}}} (H_w - H_t); \quad (5.51)$$

sendo H_w a entalpia do fluido em contato com a parede e H_t a entalpia total. O fluxo de calor na parede é dado pela Equação (5.52):

$$\dot{H} = \left(\frac{\partial H}{\partial \vec{n}} \right)_w \quad (5.52)$$

sendo \vec{n} é o vetor unitário normal à parede, referenciada pelo subíndice w . A camada limite é novamente dividida em duas partes, onde a entalpia adimensional é dada pela Equação (5.53):

$$H^+ = \begin{cases} \text{Pr } y^+ & \text{para } y^+ < y_H^+ \\ \frac{\text{Pr}_t}{\kappa} \log(E_H y^+) & \text{para } y^+ > y_H^+ \end{cases} \quad (5.53)$$

O ponto de transição, y_H^+ , pode ser encontrado através da Equação (5.54):

$$\frac{\text{Pr}_t}{\kappa} \log(E_H y_H^+) = \text{Pr } y_H^+ \quad (5.54)$$

A constante E_H é igual a 4,406 e a resolução da Equação (5.55) leva a $y_H^+ = 12,09$.

5.14.4.1 Condição de contorno na superfície da parede externa do forno

A condição de contorno para as superfícies externas do forno é de troca de calor por convecção e por radiação para o ambiente. Ambas são definidas em conjunto através de um fluxo de calor, Q , com coeficiente de troca definido pela Equação (5.55):

$$Q = UA(T_{env} - T_{sur}) \quad (5.55)$$

O coeficiente de troca foi definido através da Equação (5.56):

$$UA = h_{conv} + \varepsilon\sigma(T_{sur} + T_{env})(T_{sur}^2 + T_{env}^2) \quad (5.56)$$

Novamente a Equação (4.14) foi empregada na estimativa do coeficiente de convecção, h_{conv} .

Todas as condições de contorno são apresentadas na Tabela 5.2. As condições de entrada são equivalentes ao consumo de serragem, comburente e produção, já apresentadas no Capítulo 3.

Tabela 5.2 - Condições de contorno para o modelo 2.

	Variáveis	Modelo 2
Entrada de combustível e comburente	Velocidade para cada tudo do alimentador	23,20 m/s
	Temperatura	1474 K
	Composição química	Gás ideal
	Intensidade turbulenta	$I = 5\%$, $\mu_t / \mu = 10$
Saída dos gases de combustão	Pressão	-5 Pa
	Demais variáveis	Condição de Neumann
Insuflamento de ar na região de resfriamento rápido	Velocidade para cada tubo	9,45 m/s
	Temperatura	300 K
	Composição química	Ar atmosférico
	Diâmetro do tubo	0,1 m
Insuflamento de ar na região de resfriamento final	Velocidade para cada ventilador	25,42 m/s
	Temperatura	300 K
	Composição química	Ar atmosférico
	Diâmetro do tubo	0,40 m
Exaustão do ar de resfriamento	Pressão	-5 Pa
	Demais variáveis	Condição de Neumann
Paredes internas	Emissividade	0,8
Entrada da carga	Velocidade	$4,0 \cdot 10^{-4}$ m/s
	Temperatura	300 K
	Todas as variáveis	Condição de Neumann
Saída da carga	Velocidade	$4,0 \cdot 10^{-4}$ m/s
Superfície externa	Temperatura do ambiente	300 K
	Emissividade	0,8
	Coeficiente de convecção externo	Entre 5 a 15 W/m ² K

6 Resultados

Neste capítulo são apresentados os resultados numéricos obtidos para as condições de operação apresentadas nos Capítulos 4 e 5. Primeiramente os resultados numéricos são comparados com os resultados experimentais apresentados no Capítulo 3, como forma de avaliação dos modelos utilizados. Valores de temperatura, vazão e fluxos de energia são empregados nas comparações. Em seguida, resultados específicos dos Modelos 1 e 2 são discutidos separadamente.

6.1 Comparação entre os resultados experimentais e os modelos numéricos

As Figuras 6.1 e 6.2, trazem os resultados experimentais comparados com os resultados obtidos com o emprego dos Modelos 1 e 2. A incerteza experimental, quando presente, é apresentada na forma de barras de incerteza.

6.1.1 Temperatura dos gases na chaminé de aquecimento e resfriamento

As temperaturas médias das chaminés de aquecimento e resfriamento, medidas em campo e obtidas pelos modelos numéricos são apresentadas na Figura 6.1.

Para a chaminé de resfriamento, as diferenças entre o valor medido de 433 K (160 °C) e os valores estimados nos dois modelos numéricos, 423 K (150 °C) e 441 K (168 °C) foram de 10K e 8K para os Modelos 1 e 2, respectivamente. Apesar da temperatura da chaminé de resfriamento do Modelo 2 ter sido maior do que a experimental, a taxa de energia deixando o forno através desta chaminé é menor. Isto é indicado no balanço de energia, mais à frente.

Com relação à chaminé de aquecimento, os valores apresentam uma maior discrepância. Aqui, porém, é importante destacar a diferença no fluxo de massa de gases saindo do forno entre os valores da medição (15 kg/s) e dos dois modelos numéricos (3,52 kg/s para o Modelo1 e 4,48 kg/s para o Modelo 2). Esta diferença de fluxo de massa ocorreu devido a uma infiltração de ar, não considerada pelos modelos numéricos e que provavelmente ocorre na chaminé de aquecimento.

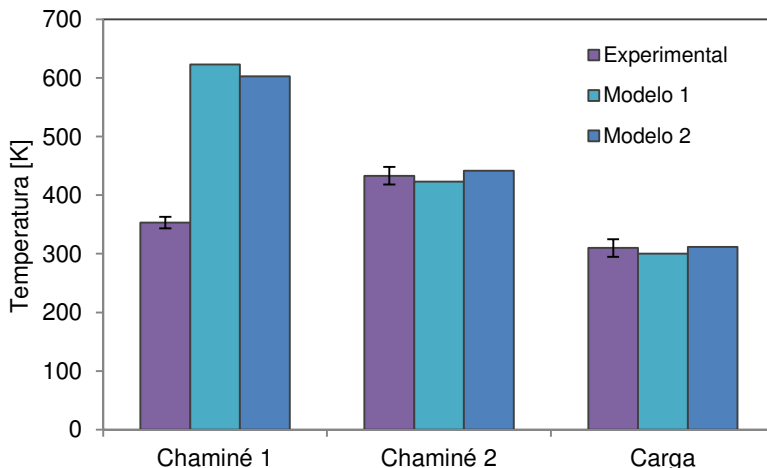


Figura 6.1 – Temperatura dos gases na chaminé de aquecimento (chaminé 1), na chaminé de resfriamento (chaminé 2) e a temperatura de saída da carga - comparação entre experimental e numérico.

A temperatura média da carga na saída do forno também se mostrou consistente entre o valor medidos em campo e os valores estimados com os modelos numéricos. A diferença de temperatura foi de 10 K para o Modelo1 e 11,7 K para o Modelo 2.

6.1.2 Balanços de energia

A comparação entre o balanço de energia estimado para as medições experimentais e os dois modelos numéricos é apresentada na Tabela 6.1.

Ambos os modelos numéricos apresentam resultados coerentes com os resultados experimentais, com diferenças maiores aparecendo na estimativa da perda de energia pelas paredes. Em ambos os modelos, a energia de saída na chaminé de resfriamento é mais baixa (22,1% no Modelo 1 e 8,1% no Modelo 2), enquanto que na chaminé de aquecimento é mais alta (35,6% no Modelo 1 e 30,8% no Modelo 2). Esse resultado indica que nos modelos a carga absorve menos energia na zona de

Resultados

aquecimento e cede menos na zona de resfriamento do que o estimado experimentalmente. É importante ressaltar que a energia absorvida ou cedida pela carga depende tanto das propriedades da carga, como do modelo empregado para a troca por convecção nos canais da carga e dos fluxos de massa injetados no forno. A discrepância nos valores pode estar relacionada às incertezas na determinação dos valores destas três parcelas.

Tabela 6.1 – Balanço de energia experimental, Modelo 1 e Modelo 2.

	Experimental	Modelo1		Modelo2	
Entrada de energia					
Unidades	kW	kW	%	kW	%
Combustão de serragem	4.156	4.156	100	4.156	100
Saída de energia					
Unidades	kW	kW	%	kW	%
Chaminé 1 - região de aquecimento	1.000	1.356	35,6	1.308	30,8
Chaminé 2 - região de resfriamento	2.520	1.962	-22,1	2.315	-8,1
Perdas pelas paredes e teto	179	678	278,8	426	137,9
Perdas com a carga e vagoneta	86	160	86,1	107	24,6
Total	3.785	4.156	9,8	4.156	9,8

A diferença nos fluxos de energia nas chaminés é perceptível ao se comparar as curvas de queima (temperatura dos gases acima do topo da carga ao longo do forno), para os três casos, Figura 6.2. A temperatura de transformação do quartzo também está indicada, em torno da qual deve ocorrer um resfriamento mais lento para evitar quebras do produto. As três curvas apresentam comportamentos similares, porém com temperaturas de diferentes magnitudes. A curva de queima obtida com o Modelo 1 mostra variações mais brusca nas temperaturas entre as zonas, ocasionadas pelas injeções de

fluido de forma uniforme em toda a seção do comprimento da zona de queima e de boa parte da zona de resfriamento. No Modelo 2 isto não acontece, pois as injeções de massa ocorrem exatamente no local onde aparecem no forno real. Isto faz com que a curva de queima do Modelo 2 siga melhor o comportamento da curva de queima experimental. Nota-se, porém, temperaturas mais elevadas na zona de aquecimento e temperaturas mais baixas na zona de resfriamento. Esta diferença pode ser decorrente da incerteza referente às injeções de fluxos de ar, tanto na zona de queima, como na de resfriamento. Este ponto será analisado e discutido mais à frente. Outro ponto a destacar é o comportamento da curva do Modelo 2, do início até a metade da zona de resfriamento, onde uma descida, seguida de uma subida, aparece. Esta variação acontece no encontro entre o ar frio injetado no início da zona de resfriamento e o ar injetado no final da zona de resfriamento, na respectiva chaminé. O mesmo comportamento não é visualizado na curva experimental. Isto pode ser devido ao número de pontos de medição limitados da curva de queima experimental, não detectando este comportamento.

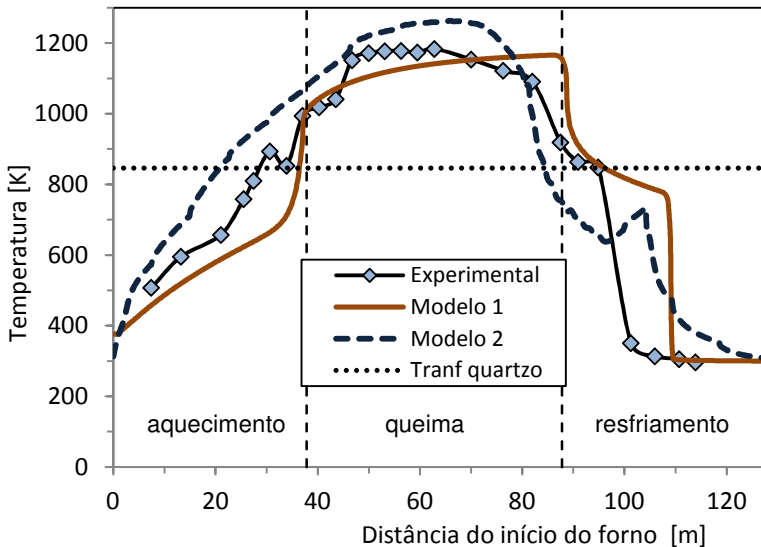


Fig. 6.2 – Curva de queima experimental e dos Modelos 1 e 2.

6.1.3 Temperatura na superfície externa da lateral do forno

A Figura 6.3 apresenta a comparação da temperatura média da superfície externa da parede esquerda, entre os dados experimentais e os dois modelos numéricos.

A distribuição de temperatura dos modelos apresenta a mesma tendência da análise experimental, apesar de valores mais elevados, em torno de 20°C. Detalhes internos à parede como canais, estruturais, equipamentos instalados, podem alterar as trocas locais nas paredes e não são incluídos nos modelos numéricos.

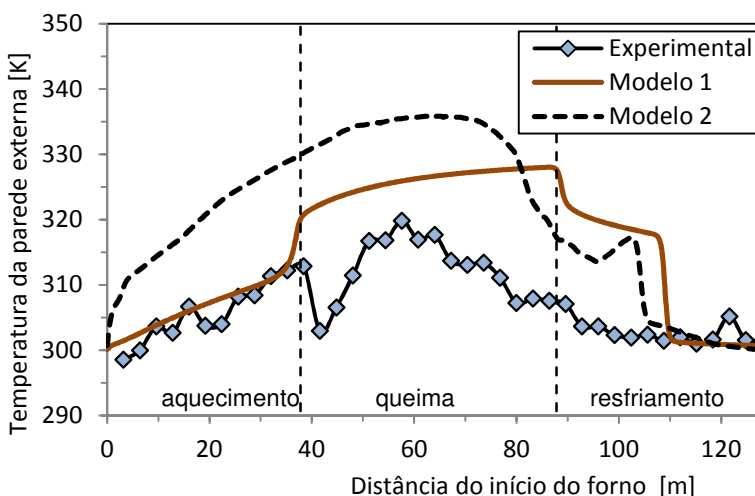


Figura 6.3 – Temperatura da parede esquerda: Experimental, Modelo 1, Modelo 2.

6.1.4 Resumo e conclusão dos resultados da comparação numérico – experimental.

Em resumo, ambos os modelos apresentaram resultados coerentes com o comportamento global do forno, com relação aos fluxos de energia e suas temperaturas. O Modelo 2, por sua maior complexidade, aparentemente mostrou resultados mais próximos aos experimentais. Considerando esta coerência de resultados das simulações, uma análise com resultados mais

específicos usando os Modelos 1 e 2 é considerada na sequência.

6.2 Análise de resultados numéricos –comparação entre os Modelos 1 e 2

A seguir são apresentados alguns resultados mais específicos, obtidos através dos dois modelos numéricos, com a consequente comparação entre esses resultados. Vale ressaltar que no Modelo 1 a direção e o módulo do fluxo dos gases circulantes no interior do forno são prescritos. Já no Modelo 2, o escoamento é resolvido através da solução das equações da conservação e do modelo de turbulência.

6.2.1.1 Distribuição de temperatura na superfície externa do forno

As distribuições de temperatura nas superfícies externas da parede esquerda e do teto do forno são apresentadas na Figura 6.4 (a) e (b), respectivamente, para o Modelo 1. As distribuições de temperatura determinadas pelo Modelo 2 seguem a mesma tendência, mas com diferenças nos respectivos valores.

A Figura 6.5 traz a distribuição da temperatura média da seção transversal da superfície externa do teto, para ambos os modelos. A distribuição para a superfície externa lateral já foi apresentada na Figura 6.3.

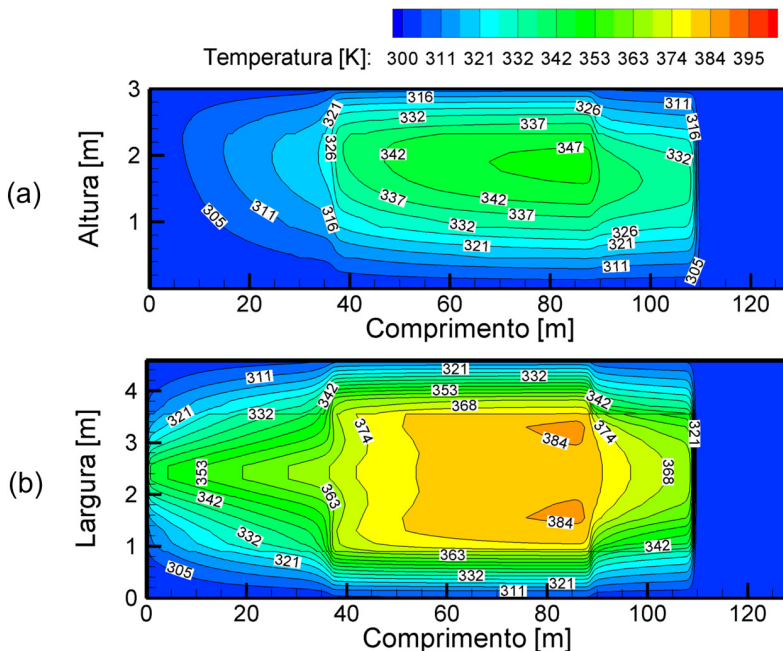


Figura 6.4 – Distribuição de temperatura externa: (a) parede esquerda do forno; (b) teto do forno – Modelo 1.

Nota-se que as temperaturas mais elevadas se concentram na região de queima, sobretudo no teto onde, o valor máximo da temperatura é de 385 K (112°C), para ambos os modelos. Conforme já comentado brevemente, o Modelo 1 obtém temperaturas do teto mais elevadas que o Modelo 2, resultando em um cálculo de maior perda de energia pelas paredes, obtida através do primeiro modelo. As diferenças que ocorrem nas regiões de aquecimento e de resfriamento decorrem, em grande parte, das diferenças nas entradas e saídas de gases adotadas em cada modelo.

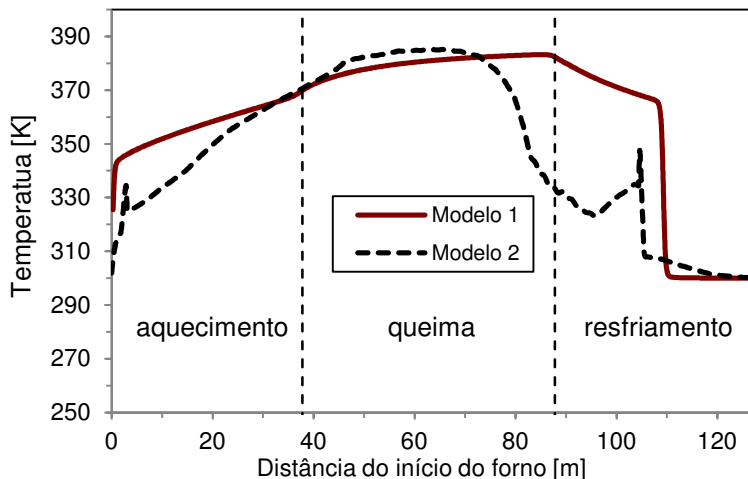


Figura 6.5 – Distribuição de temperatura na superfície externa do teto ao longo do comprimento do forno – comparação entre os modelos numéricos.

6.2.2 Distribuição de temperaturas na carga.

A distribuição de temperatura na superfície externa lateral da carga é mostrada na Figura 6.6 (superior), enquanto que na Figura 6.6 (inferior) é apresentado o perfil de temperatura ao longo de um plano vertical no centro da carga, ambos resultados do Modelo 1. O eixo y representa a altura da carga e x o comprimento. O comportamento advectivo da energia gerado pelo movimento da carga é visível na inclinação das isotermas no sentido do escoamento da carga, da esquerda para a direita. O eixo vertical tem sua origem em 1,0 m de altura.

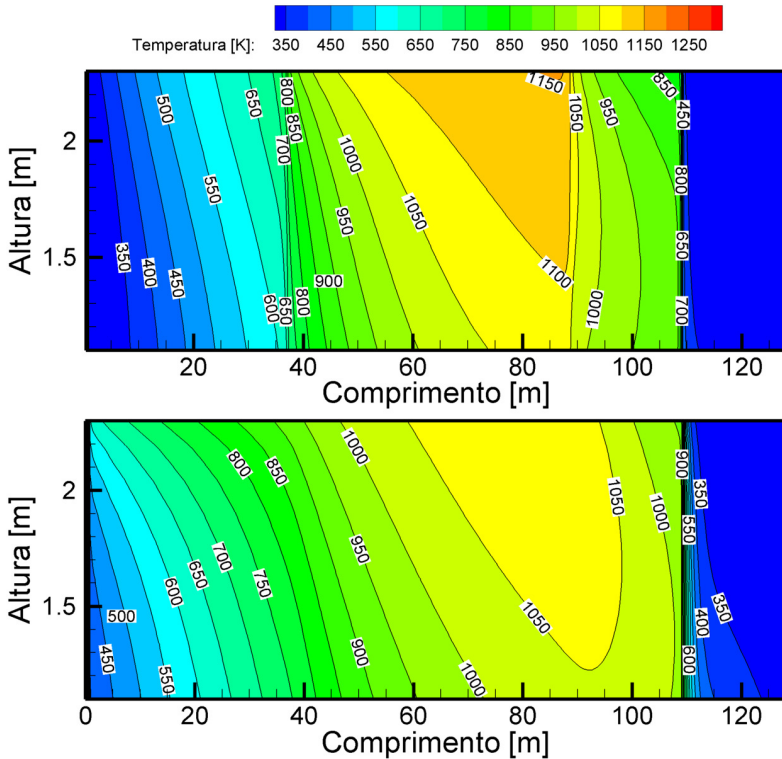


Figura 6.6 – Distribuição de temperatura da carga ao longo do comprimento do forno: lateral esquerda da carga - superior; plano médio vertical da carga – inferior (Modelo 1).

As Figuras 6.7 (superior) e 6.7 (inferior) apresentam as distribuições de temperatura no topo e em um plano horizontal da carga, respectivamente, na altura média desta, para o Modelo 1. Aqui nota-se um maior aquecimento no centro da carga, nas zonas de queima e aquecimento, no sentido do escoamento dos gases nestas zonas, ou seja, da direita para a esquerda. Na zona de resfriamento o comportamento é ao contrário, com a inclinação das isotermas para a direita, no sentido do fluxo do ar, até a localização da chaminé de resfriamento. No final da zona de resfriamento as temperaturas superficiais da carga estão próximas de 300 K (27°C), decorrente da grande injeção de ar frio a esta temperatura nesta região.

A queima da carga acontece em aproximadamente 1100 K (827 °C), atingida, para este modelo, no final da região de queima (aproximadamente 87,8 metros), para toda a carga.

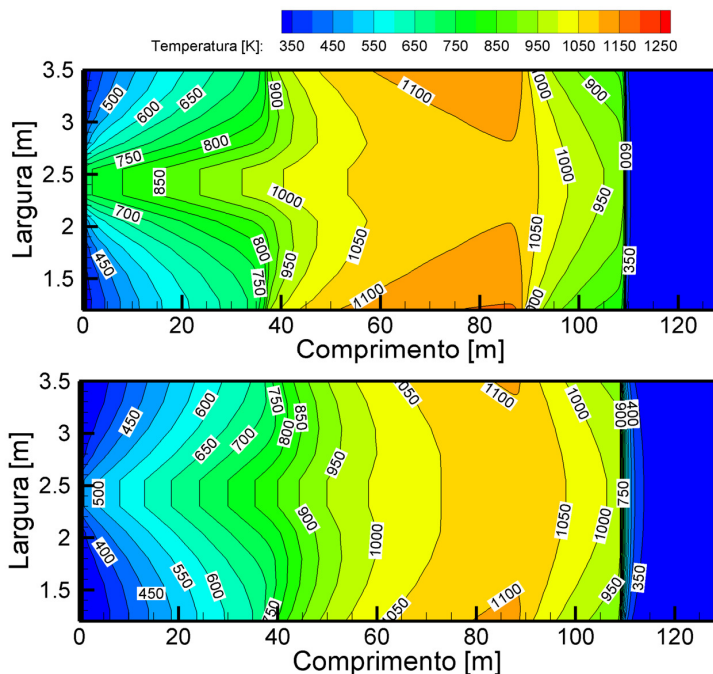


Figura 6.7 – Distribuição de temperatura da carga ao lado do comprimento do forno: topo da carga - superior; plano médio horizontal da carga – inferior (Modelo 1).

O mesmo tipo de comportamento é obtido com o Modelo 2, porém com variações devido as múltiplas injeções de massa do modelo nas zonas de queima e resfriamento. A Figura 6.8 traz a distribuição de temperatura no topo da carga para o Modelo 2, onde a mesma tendência de isoterma é visualizada.

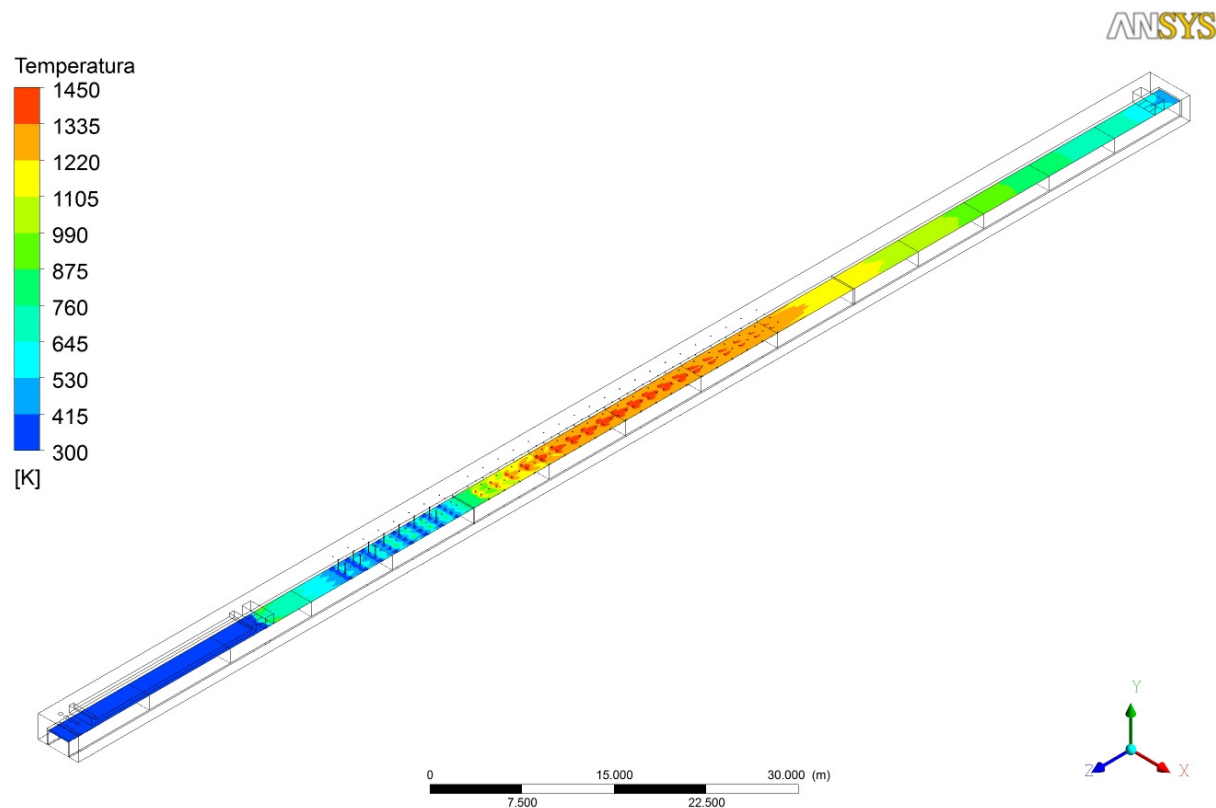


Figura 6.8 – Distribuição de temperatura no topo da carga ao longo do comprimento do forno – Modelo 2

A distribuição de temperatura na linha central da carga para os dois Modelos é apresentada na Figura 6.9, onde é possível identificar as diferenças entre as temperaturas na carga para os dois Modelos. Assim como para o Modelo 1, a carga queima inteiramente no final da zona de queima, atingindo a temperatura de 1100 K (827°C). Porém nota-se que a mesma tem um resfriamento inicial menos brusco, mantendo uma taxa de resfriamento lenta aproximadamente na temperatura de transformação do quartzo (846 K ou 573°C). O Modelo 1 apresenta um patamar de resfriamento deslocado, na temperatura de aproximadamente 1000 K (727°C) e um resfriamento brusco na sequência. Nesta condição a carga tem maiores chances de quebrar, indicando que o Modelo 2 segue uma curva de funcionamento real mais correta com o esperado para o funcionamento do forno nas condições simuladas.

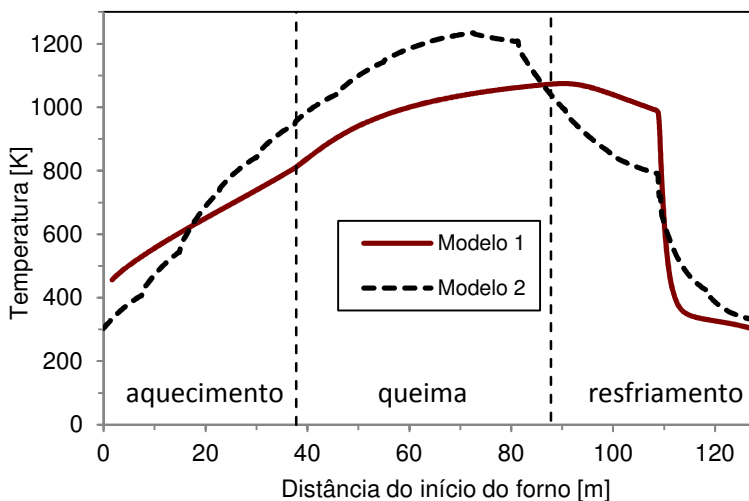


Figura 6.9 – Distribuição de temperatura da carga ao longo do comprimento do forno em uma linha central da mesma – comparação entre os modelos numéricos.

6.2.3 Fluxos de energia na carga

Os fluxos de calor por convecção, radiação e total na carga, para o Modelo 1, estão indicados nas Figuras 6.10 (a), (b)

e (c), respectivamente. Valores negativos para os fluxos indicam que a carga está recebendo energia. Valores positivos indicam que a carga está cedendo energia. Os resultados do Modelo 1 indicam que a carga recebe energia dos gases por convecção e radiação das paredes na proporção aproximada de 50% por modo de troca de calor na região de aquecimento. Na região de resfriamento a carga cede energia tanto para o ar por convecção como para as paredes por radiação. Na zona de queima, ocorre a inversão do sentido dos fluxos, acontecendo no início da zona de queima para a radiação e no final da mesma para a convecção. O fluxo de calor por radiação no início do resfriamento domina sobre a troca por convecção, o que sugere uma diferença elevada de temperatura entre a parede e a carga. No fim do resfriamento os fluxos de calor por convecção e radiação possuem a mesma grandeza de valores.

Os fluxos de calor por radiação e convecção no topo da carga obtidos com o Modelo 2 estão indicados na Figura 6.11. O comportamento de ambas também é consistente com o esperado, onde a carga perde energia na zona de resfriamento e ganha na zona de queima e aquecimento. A convenção de sinal aqui indica um fluxo positivo quando a carga perde energia e negativo quando ganha energia. As sequências de picos localizados na zona de queima e no início da zona de resfriamento correspondem às injeções de ar quente e frio respectivamente e às chaminés de extração de massa. O fluxo de energia radiativa muda de sentido no início da zona de queima, indicando que o modelo estima que a superfície da carga na região de queima e resfriamento perdem calor para as paredes do forno. No fluxo convectivo, a mudança de sentido do fluxo ocorre apenas no final da zona de queima, indicando que nas zonas de queima e aquecimento a carga recebe energia por convecção do fluido e perde na zona de resfriamento. Em magnitude, o fluxo convectivo é da ordem de 50% maior do que o radiativo na zona de aquecimento e de duas a três vezes maior nas demais zonas.

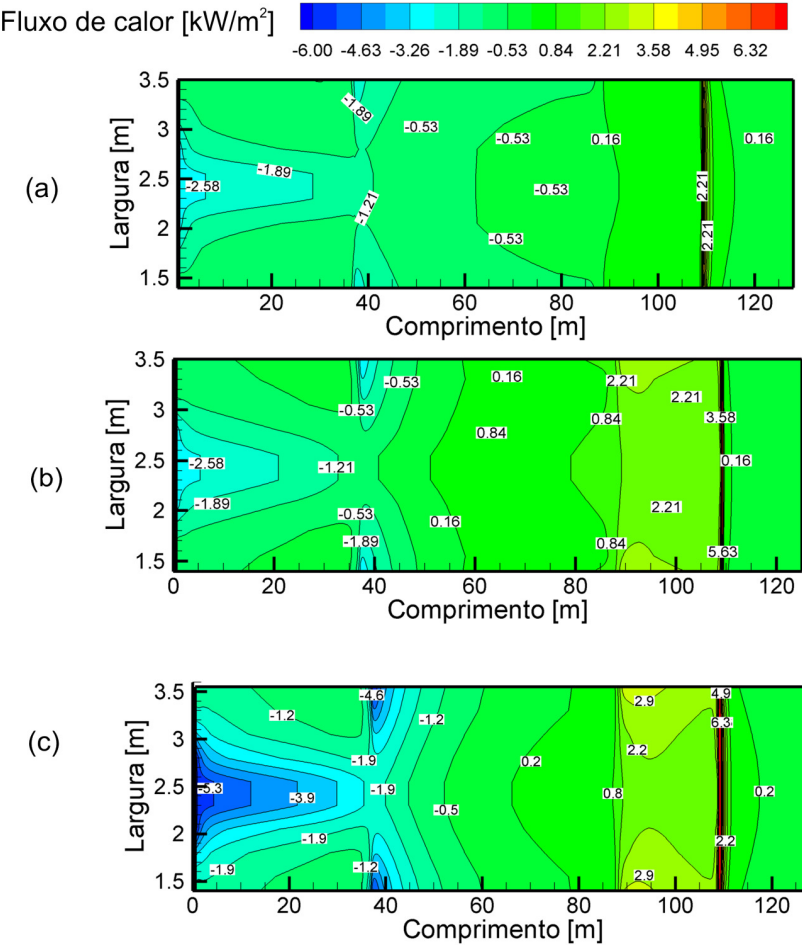


Figura 6.10 – Fluxo de energia no topo da carga: (a) convecção; (b) radiação; (c) total (Modelo 1).

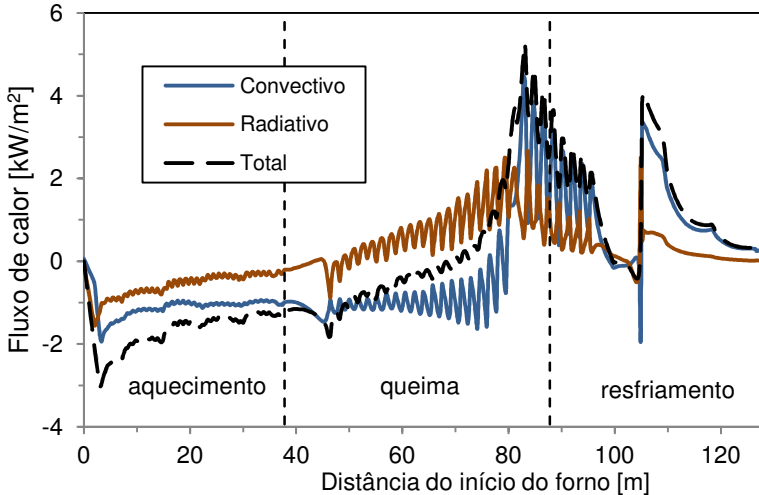


Figura 6.11 – Fluxo de troca de calor por convecção, radiação e total na superfície do topo da carga (Modelo 2).

Comparando os resultados numéricos, são visíveis as diferenças entre as estimativas de fluxos para os dois modelos, Figura 6.12 e 6.13. A mudança de sentido do fluxo ocorre aproximadamente na mesma localização da zona de queima para ambos os modelos. As maiores diferenças aparecem nas zonas de aquecimento, final da zona de queima e início do resfriamento. De forma geral, na zona de aquecimento o Modelo 1 prevê fluxos radiativos e convectivos maiores que o Modelo 2, na ordem de duas vezes maiores.

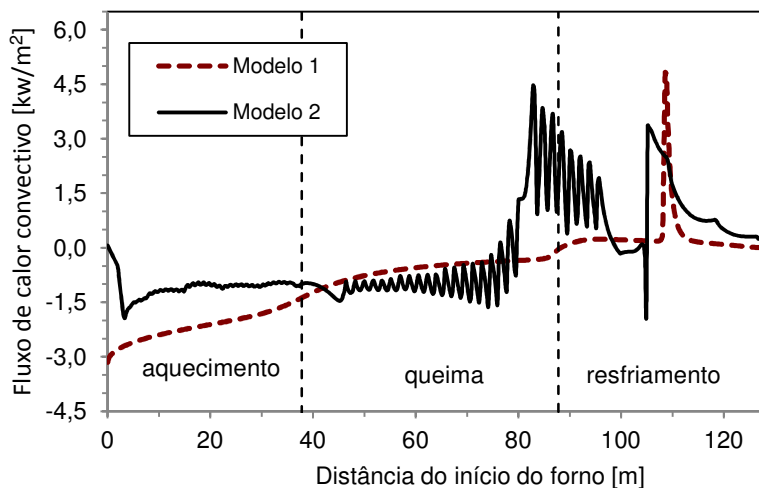


Figura 6.12 – Comparação do fluxo de calor convectivo entre o Modelo 1 e o Modelo 2.

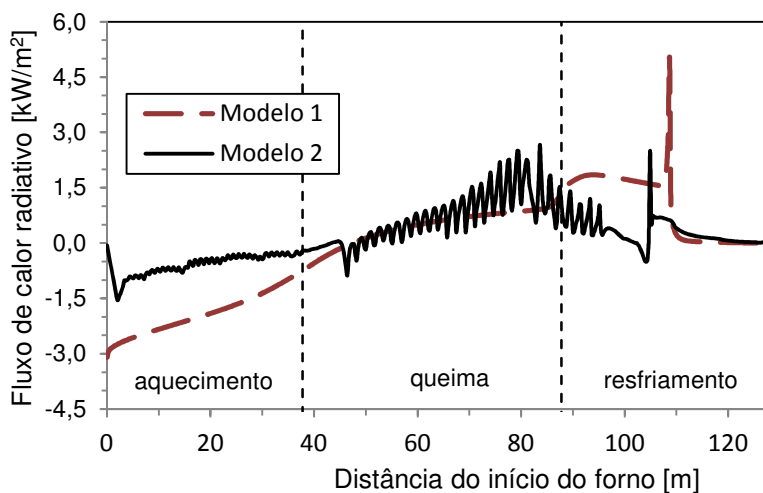


Figura 6.13 – Comparação do fluxo de calor radiativo entre os Modelos 1 e 2.

6.3 Análises de resultados numéricos – Modelo 2

O Modelo 1 foi inicialmente desenvolvido em um trabalho anterior (Oba, 2011) e melhorado a fim de obter resultados mais precisos relacionados a fornos túnel, uma vez que a capacidade computacional no momento de seu primeiro desenvolvimento limitava o uso de códigos comerciais mais completos devido ao comprimento do forno (cerca de 128 m). Com o aumento da capacidade computacional atual, o Modelo 2 foi aplicado neste trabalho, junto com outras melhorias no Modelo 1, a fim de complementar a análise térmica deste tipo de forno.

A principal diferença do Modelo 2 em relação ao Modelo 1 é a resolução das equações relativas ao escoamento de fluido dentro do forno, eliminando a necessidade de prescrever o sentido do escoamento e dos coeficientes de troca de calor por convecção, considerado constante para o forno todo no Modelo 1. Uma segunda diferença está no modelo empregado na previsão das trocas por convecção entre carga e fluido, através dos canais internos na primeira. Enquanto que no Modelo 1 o coeficiente de convecção é prescrito e mantido constante para todo o forno, no Modelo 2 o coeficiente é estimado pelo próprio modelo e varia ao longo do forno.

Por se tratar de um trabalho realizado em campo, baseado em um equipamento industrial em operação, o levantamento de dados experimentais é dificultado por algumas limitações inerentes à própria natureza do equipamento, sobretudo as dificuldades de acesso e por estar sempre em operação. Assim a modelagem numérica aparece como uma ferramenta auxiliar na estimativa do comportamento do equipamento, suprimindo ao menos parcialmente a falta destes dados experimentais.

É importante salientar que diversos detalhes com relação ao real funcionamento e geometria do forno são de difícil obtenção e sua influência no resultado é interessante de ser avaliada. Com esta avaliação é possível identificar tendências no funcionamento do equipamento em diversos casos.

Na sequência são analisados pontos específicos do Modelo 2 relevantes para a compreensão do funcionamento do mesmo e do forno.

6.3.1 Coeficiente de troca por convecção

Na Figura 6.14 está apresentado o coeficiente de troca por convecção na linha média do topo da carga ao longo do forno. O coeficiente de troca por convecção foi estimado com base na Equação 5.39, repetida aqui:

$$h_i = \frac{Q_{Conv,i}}{A_{sup,ext}(T_{m,sup} - T_{m,fluido})} \quad (5.39)$$

concordando com a formulação empregada no Modelo 1 para o cálculo das trocas convectivas entre carga e fluido. Este coeficiente foi empregado no Modelo 2 como coeficiente de troca de calor por convecção apenas no modelo representando os canais da carga. No Modelo 1 um valor constante de coeficiente de troca foi adotado, com base no trabalho de Abou-Ziyan (2004). A estimativa do mesmo através do Modelo 2 indica valores que variam bastante ao longo das zonas do forno e com valores da ordem de 3 a 10 vezes menores do que os estimados no Abou-Ziyan (2004). Nas zonas de aquecimento o coeficiente estimado se manteve aproximadamente constante. Na maior parte da zona de queima, uma média do coeficiente estimado também se mantém aproximadamente constante e da mesma ordem do coeficiente estimado na zona de aquecimento. Uma grande diferença aparece na zona de resfriamento. Na metade final da zona de resfriamento o valor médio do coeficiente é mais elevado, da ordem de 3 vezes maior que na zona de queima e aquecimento. No início da zona de resfriamento o coeficiente médio se mantém similar ao da zona de queima, porém sofre uma queda pela metade aproximadamente em 100 m do forno. Os picos e variações bruscas na curva são devido a injeções de fluxo no forno, que ocorrem em diversos orifícios ao longo das zonas de queima e resfriamento. Detalhes das posições das injeções podem ser identificados na Figura 5.2.

A Figura 6.15 traz a distribuição do coeficiente de convecção na superfície do topo da carga ao longo do forno onde é possível identificar as flutuações devido às injeções e extrações de massa.

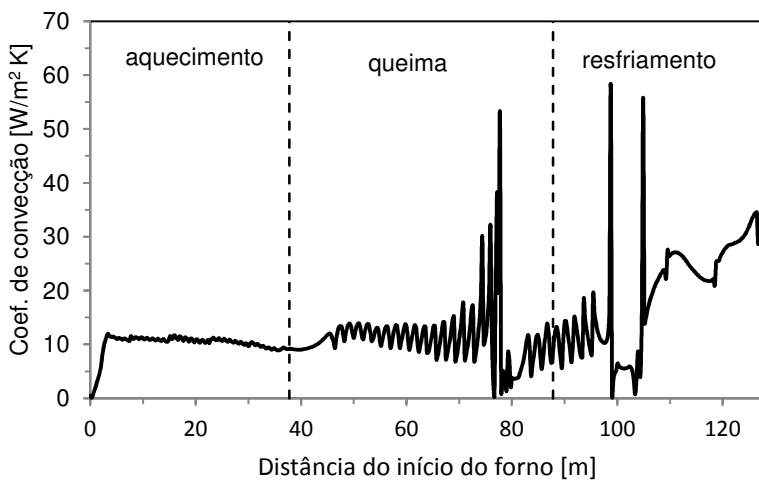


Figura 6.14 – Coeficiente de convecção na linha média no topo da carga ao longo do forno (Modelo 2).

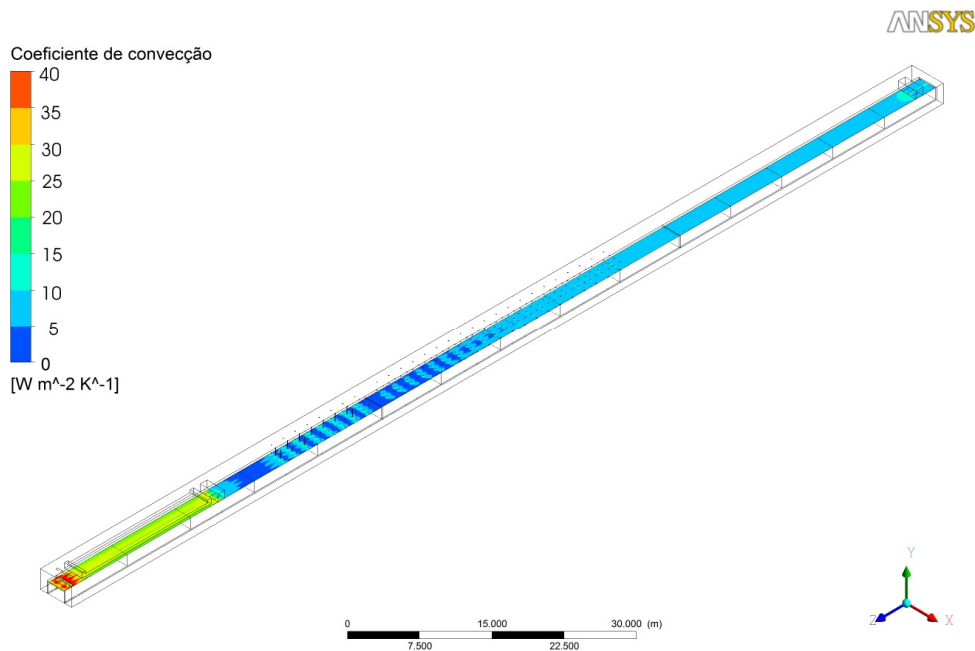


Figura 6.15 – Coeficiente de convecção no topo da carga ao longo do comprimento do forno.

6.3.2 Curva de pressão

A curva de pressão estática em um forno túnel indica o sentido principal do escoamento de fluido dentro do mesmo e é resultado das injeções e retiradas de ar e de gases. A Figura 6.16 apresenta a curva de pressão estática do fluido ao longo de todo o forno, obtida para uma altura de 1,5 m a partir da base, no vão entre o teto da carga e a superfície interna do teto.

Como esperado, as pressões estáticas dentro do forno túnel são pequenas, não ultrapassando em módulo uma pressão manométrica de 250 Pa (25 mmca), na maior parte de sua extensão. A exceção é a pressão estática na região de injeção de ar de resfriamento rápido, no final da zona de resfriamento, pela grande quantidade de ar injetada nesta região, no caso do Modelo 2 (aproximadamente 70% da injeção de massa total do Modelo 2). O Modelo 2 indica que o forno trabalha pressurizado, com pressão manométrica positiva. Os dois picos invertidos na curva (localizados aproximadamente em $z = 4,0$ m e $z = 105$ m) correspondem às posições das chaminés de aquecimento e de resfriamento, onde ocorrem as extrações de fluidos com condição prescrita de pressão manométrica de -5 Pa.

A divisão dos fluxos de fluido dentro do forno, indicando qual região de fluido escoar para qual chaminé, é identificada na curva através do ponto de inflexão. Para as vazões injetadas consideradas no caso padrão (condições apresentadas no Capítulo 5), o ponto de inflexão ocorreu no início da zona de resfriamento (88 m), pouco depois da posição do último queimador. Esse comportamento faz que seja puxado um pouco de ar da zona de resfriamento para a zona de queima e que sua saída ocorra através da chaminé de aquecimento, juntamente com os gases da combustão. De forma geral, para aumentar a eficiência térmica do forno, os fluxos de ar do resfriamento e dos gases de combustão não devem ser puxados para as zonas vizinhas, visando normalmente que o ponto de inflexão da curva de pressão estática seja posicionado muito próximo ao fim da zona de queima, com o objetivo de separar os dois fluxos.

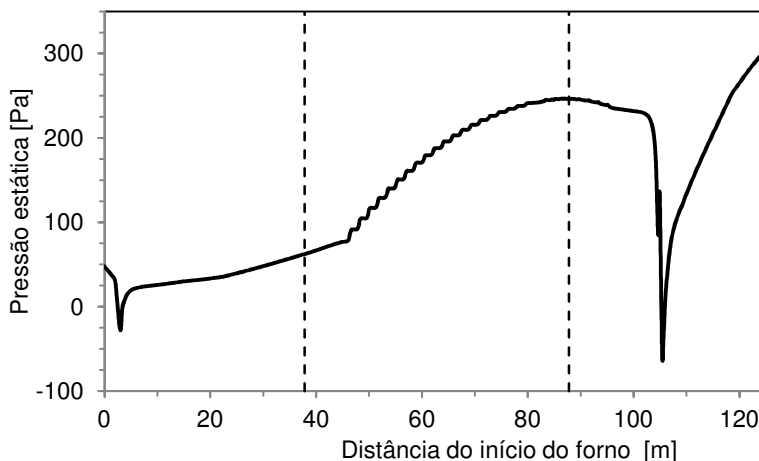


Figura 6.16 – Curva de pressão estática dos gases dentro do forno – linha média da cavidade entre carga e parede.

Nesta análise, mantendo todas as condições de funcionamento do forno fixas, foi variada apenas a massa de ar injetada na zona de resfriamento através do resfriamento rápido (no início da zona de resfriamento) e lento (final da zona de resfriamento). O caso referenciado como padrão representa a curva de pressão para as condições indicadas no Capítulo 5. O caso indicado como Fluxo 1 representa o caso onde a vazão de ar de resfriamento foi diminuída em 6% (sendo a redução toda aplicada no resfriamento rápido). O caso Fluxo 2 representa o caso onde a vazão de resfriamento foi diminuída em 30% (redução no resfriamento rápido). Os valores exatos de injeção de massa podem ser conferidos na Tabela 6.2.

A Figura 6.17 apresenta a influência das vazões de ar de resfriamento e das vazões resultantes da queima na curva de pressão. Além das distribuições de pressão ao longo do forno, as curvas indicam um deslocamento do ponto de inflexão ou de máxima pressão, decorrente das alterações de vazão.

Resultados

Tabela 6.2 – Vazão de fluido nas chaminés do forno com mudança nos fluxos de injeção na zona de resfriamento.

Entrada de fluxo de massa [kg/s]	Padrão	Fluxo 1 (- 6%)	Fluxo 2 (- 30%)
Região de queima	3,53	3,53	3,53
Resfriamento rápido	2,75	1,7	0,87
Resfriamento lento	15,1	15,1	11,7
Total resfriamento	17,8	16,8	12,6
Saída de fluxo de massa			
Chaminé de aquecimento	4,48	3,85	2,81
Chaminé de resfriamento	17,9	16,5	13,3

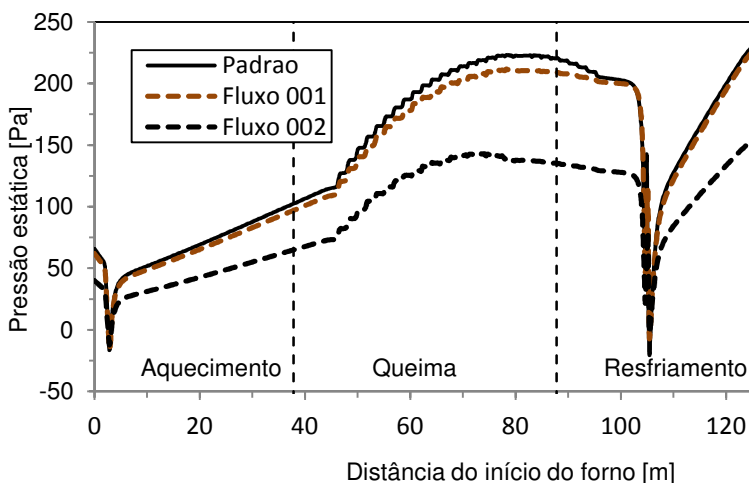


Figura 6.17 – Comparação com a curva de pressão estática para diminuição do fluxo de ar de resfriamento.

Com a injeção de menos massa na zona de resfriamento, parte da massa de gases da combustão da zona de queima tende a invadir a zona de resfriamento e escoar pela chaminé respectiva, uma vez que o ponto de inflexão é deslocado mais para dentro da zona de queima.

O ponto de inflexão foi deslocado de 88 m no caso padrão, para 83 m no caso Fluxo 1 e para 79 m no caso Fluxo 2, adentrando mais ainda a zona de queima. Para o caso padrão, um pequeno fluxo de ar de resfriamento invade a zona de queima. Para os casos Fluxo 1 e Fluxo 2 o comportamento é o

contrário e um fluxo de gases da queima invade a zona de resfriamento. A Tabela 6.2 aponta estes valores de entrada e de saída de massa, sendo possível identificar os deslocamentos entre as zonas vizinhas.

Na curva de queima, Figura 6.18, o efeito da invasão de gases na região de resfriamento eleva o patamar de resfriamento lento, que ocorre na zona de resfriamento (aproximadamente entre 90 e 110 m) a temperaturas mais elevadas. O mesmo comportamento é visto no interior da carga, apresentado na Figura 6.19.

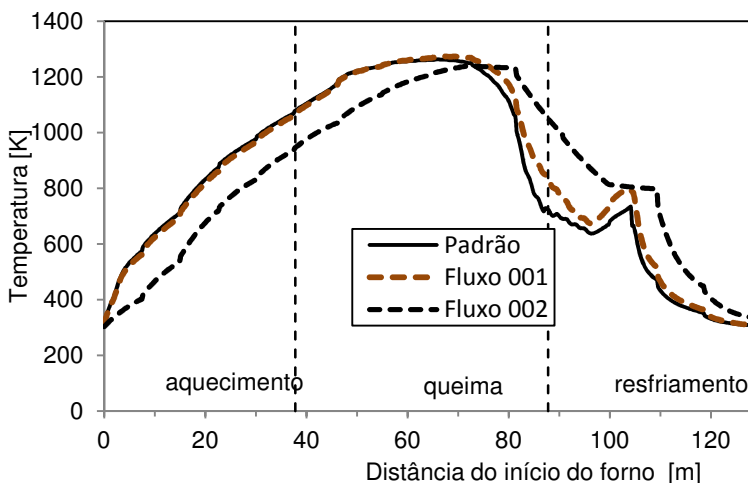


Figura 6.18 – Variação da temperatura dos gases com a redução dos gases do resfriamento lento.

O balanço de energia é, conseqüentemente, influenciado pela mudança dos fluxos dentro do forno e está apresentado na Tabela 6.3 para os três casos. Note que à medida que menos ar é injetado na zona de resfriamento e um volume maior de gases é puxado da zona de queima para a de resfriamento, a taxa de energia que sai pela chaminé do aquecimento diminui. Por sua vez a taxa que sai pela chaminé do resfriamento aumenta, como esperado, uma vez que o fluxo de gases quentes tende agora a sair por esta chaminé.

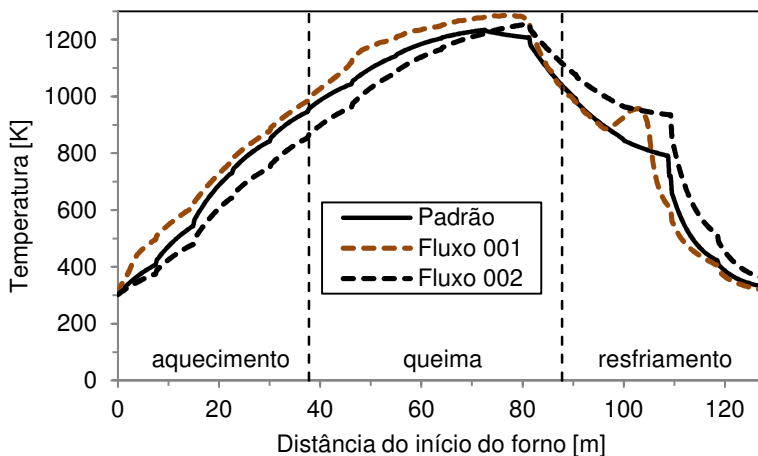


Figura 6.19 – Distribuição de temperatura da carga com a redução da injeção de ar no resfriamento lento.

Tabela 6.3 – Comparação no balanço de energia com a redução do insuflamento de ar na região de resfriamento.

	Padrão	Fluxo 1	Fluxo 2
Entrada de energia [kW]			
Combustão de serragem	4.156	4.156	4.156
Saída de energia [kW]			
Chaminé 1 - região de aquecimento	1.308	1.287	885
Chaminé 2 - região de resfriamento	2.315	2.280	2.589
Carga	426	459	472
Paredes	107	131	211
Total	4.156	4.156	4.156

Uma análise mais qualitativa pode ser feita ao visualizar os vetores de velocidade no canal de fluido do forno no final da zona de queima e início da zona de resfriamento. A Figura 6.20 mostra os vetores velocidade para o fluido no canal lateral, entre carga e parede, para o caso Padrão e o caso Fluxo 2, com menos 30 % de ar injetado na zona de resfriamento. A zona de resfriamento

se situa no lado esquerdo da figura, enquanto que a zona de queima, com os seus cinco últimos queimadores, aparece no lado direito. Para o caso Padrão, onde a inflexão na curva de pressão estática ocorre no início da zona de resfriamento, não se nota um desvio no jato de gás quente do último queimador. Para o caso de Fluxo 2, o desvio dos gases dos últimos dois queimadores para a zona de resfriamento é visível. A Figura 6.21 apresenta uma ampliação da região final da zona de queima composta pelos últimos três queimadores, onde esse desvio do fluxo de gases é identificado mais facilmente.

Essa análise dos fluxos de massa injetados no forno e sua influência no comportamento térmico do forno indica que as incertezas nos fluxos de injeção no forno levam a modificações na curva de queima e no balanço de energia do forno, podendo ser a causa de algumas discrepâncias encontradas entre os valores experimentais e os obtidos pelo Modelo 2 apresentados no item 6.2.

Como visto neste Capítulo, os resultados obtidos com a experimentação em campo e os dois Modelos numéricos possibilitaram uma discussão com relação a significância de diversos aspectos importantes na análise térmica de um forno túnel, principalmente a modelagem da troca de calor convectiva devido a montagem da carga, os fluxos de energia na carga e a influência dos fluxos de massa de entrada no funcionamento do forno. O próximo capítulo sumariza as conclusões consideradas mais importantes deste trabalho.

Resultados

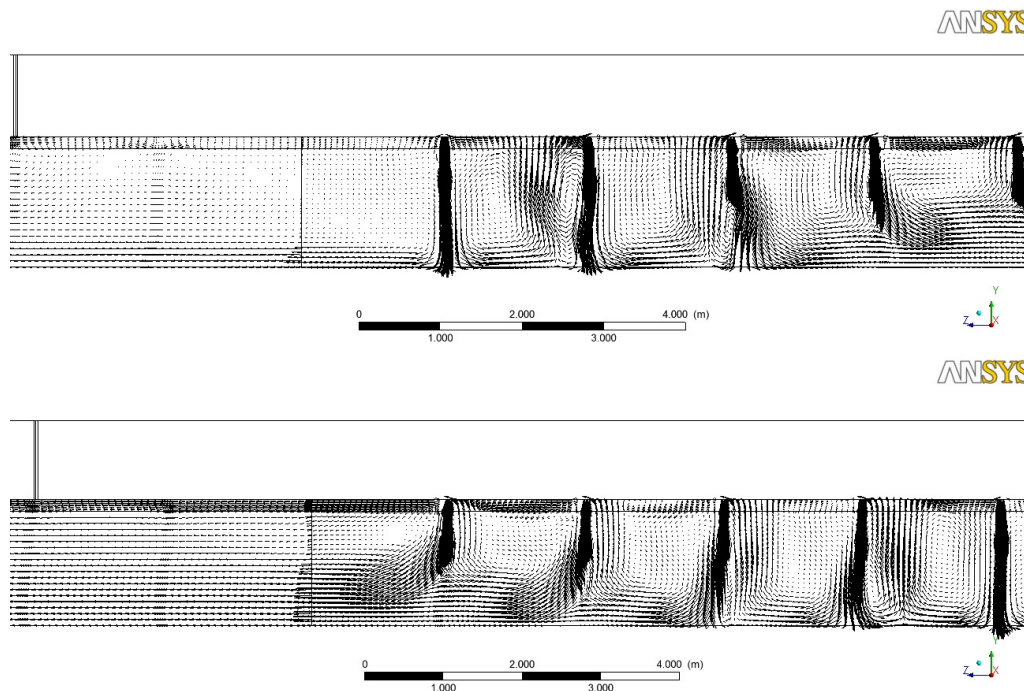


Figura 6.20 – Vetores de velocidade do fluido no vão lateral do forno, entre a carga e a parede, no final da região de queima e início do resfriamento, este à esquerda (Caso Padrão – superior; Caso Fluxo 2 – inferior).

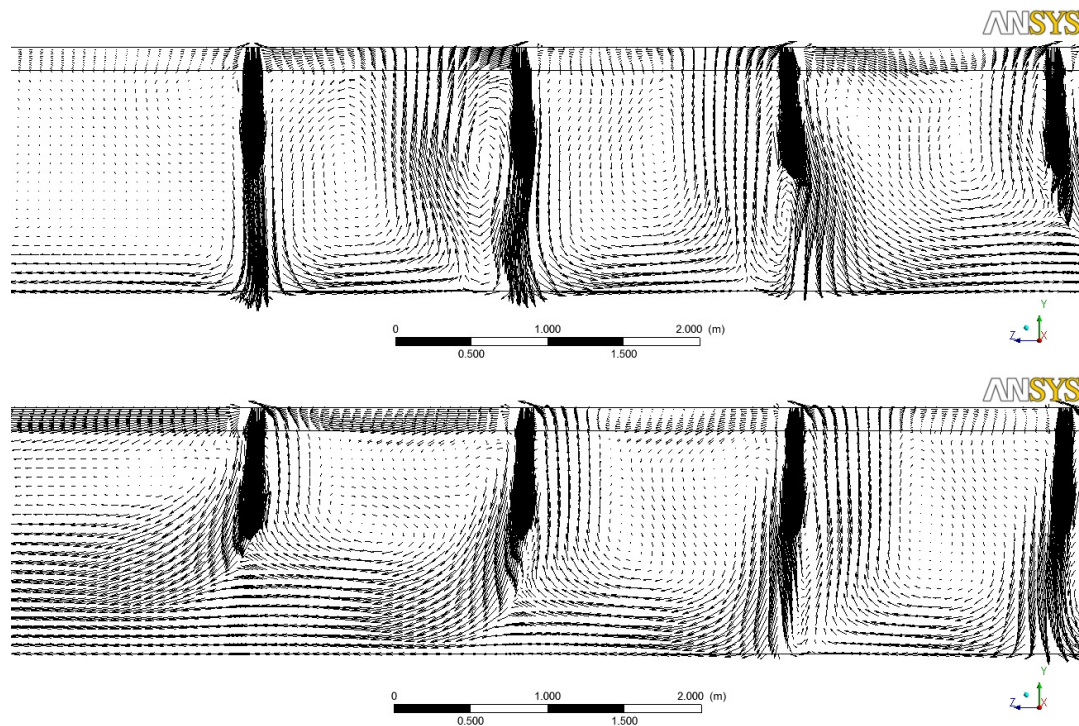


Figura 6.21—Vetores de velocidade do fluido no vão do forno, entre a carga e a parede, no fim da região de queima, com o resfriamento à esquerda (Caso Padrão – superior; Caso Fluxo 2 – inferior).

6.3.3 Influência do modelo de transferência de calor nos canais da carga

A maior parte das publicações relacionadas com a modelagem de fornos túnel atualmente não emprega nenhum modelo específico para a troca de calor relacionada aos canais internos da carga e consideram a carga com velocidade nula, devido a sua velocidade relativamente baixa. A influência destas considerações está analisada na sequência com o Modelo 2.

Três casos foram comparados: o modelo com as trocas internas na carga e carga móvel (identificado como “carga porosa”), referente aos resultados apresentados nas seções anteriores e considerado o caso padrão deste trabalho; o modelo com a carga parada e sem consideração das trocas internas na carga e o modelo com carga móvel, porém sem consideração das trocas internas na carga.

A curva de queima para os três casos está apresentada na Figura 6.22. Nas zonas de aquecimento e resfriamento a diferença entre as três considerações é bastante significativa, onde a consideração da carga parada e sem modelagem das trocas internas na carga levam a curvas de queima totalmente inconsistentes com a realidade.

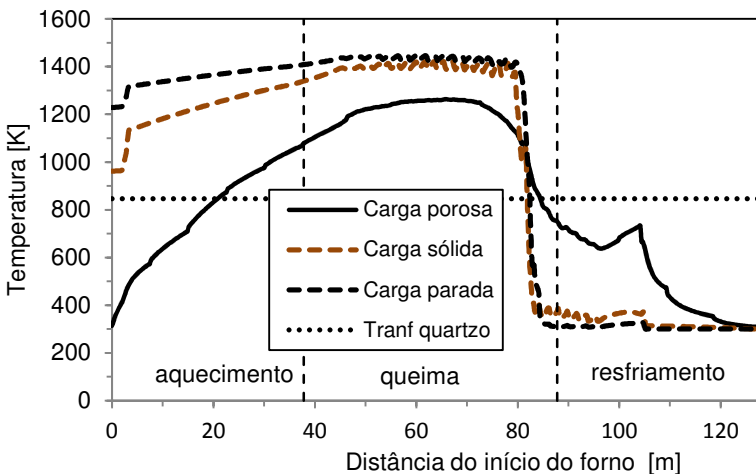


Figura 6.22 – Perfis de temperatura dos gases considerando a carga porosa móvel, sólida móvel e sólida parada.

As distribuições de temperatura dentro da carga para a linha média da mesma, são mostradas na Figura 6.23. Observa-se que, mesmo com movimentação, o caso de carga sólida (“sólido”), mostra que o interior desta não atinge o patamar esperado de temperatura para que ocorra a queima, pela ausência de trocas internas mais efetivas. Devido às propriedades isolantes do material cerâmico a superfície permanece com temperaturas muito próximas ao fluido, mas passa pouco calor para o interior da carga. Para o caso de velocidade nula da carga, sem a consideração da troca interna (“sólido, $u = 0$ ”). O centro da carga atinge a temperatura de queima, porém as trocas térmicas têm um comportamento puramente difusivo. A curva de queima se comporta muito diferente da curva real, gerando fortes gradientes de temperatura no início do aquecimento. Os balanços de energia para os três casos indicam diferenças significativas em termos de distribuição de energia no forno, conforme observado na Tabela 6.4.

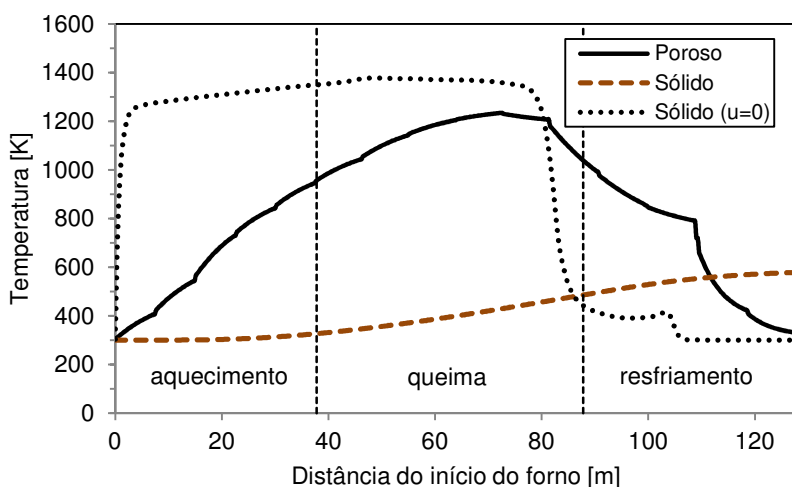


Figura 6.23 – Distribuição de temperatura na linha média da carga considerando os modelos “poroso”, carga sólida e carga sólida estática ($u=0$).

Resultados

Tabela 6.4–Comparação do balanço de energia no forno para diferentes velocidades da carga e mesma produção.

	Poroso com movimento	Sólido com movimento	Sólido sem movimento
Entrada de energia [kW]			
Combustão de serragem	4.156	4.156	4.156
Saída de energia [kW]			
Chaminé 1 - região de aquecimento	1.308	2.606	3.284
Chaminé 2 - região de resfriamento	2.315	616	313
Carga	426	464	1
Paredes	107	470	558
Total	4.156	4.156	4.156

7 Conclusão

Esta tese apresentou o estudo do comportamento térmico de um forno túnel para fabricação de cerâmica vermelha com queima de serragem. O estudo foi dividido em duas partes: a primeira parte com o levantamento de dados experimentais e a caracterização do forno e a segunda parte com a modelagem numérica. A experimentação foi posteriormente aplicada na comparação com o modelo numérico.

Em relação ao comportamento térmico do forno levantado experimentalmente, os resultados do Capítulo 3 indicam o potencial de reaproveitamento de energia nas chaminés do forno (aproximadamente 1000 e 2500 kW), apesar das baixas temperaturas de exaustão (aproximadamente 80 e 160°C). Uma parcela desta energia, transportada pelo ar de resfriamento (chaminé 2), segue para uso no secador, situado ao lado do forno. A energia aportada pelos gases na chaminé 1 é de difícil reutilização, visto que o gás é composto principalmente por CO₂, H₂O, N₂, CO e a temperatura desses componentes é baixa, cerca de 80°C. A utilização dos gases de combustão no processo de secagem não é recomendada, pois o vapor d'água contido nos gases de combustão pode condensar ao longo do processo.

O isolamento das paredes é efetivo, resultando em uma perda de energia pelas paredes pequena, da ordem de 4,3%. O resfriamento das peças ocorre de forma adequada, onde na saída do forno as peças transportam apenas cerca de 2,1% da energia da combustão no forno.

Outro detalhe importante é o controle da curva de queima do forno, essencial na produção adequada da cerâmica. O controle da temperatura da região de resfriamento é fundamental, pois a 573°C o quartzo β transforma em quartzo α gerando variação volumétrica na peça. No forno analisado, este patamar inicia-se no comprimento do forno aproximadamente igual a 86,5 metros e continua por mais 10 metros.

O forno, de forma geral, apresenta um bom rendimento. O consumo específico do forno analisado é de 1,87 MJ por quilograma de produto queimado. Vale ressaltar que em geral o consumo específico de fornos túneis é da ordem de 2,0 a 3,0 MJ por quilograma de produto queimado.

Na parte de modelagem numérica, optou-se neste trabalho em realizar uma análise com dois diferentes modelos. Os

modelos diferiram principalmente na resolução ou não do escoamento de fluido dentro do forno.

O Modelo 1 foi elaborado em linguagem Fortran especialmente para este tipo de forno e se atém à solução da equação da conservação da energia. As trocas de calor por radiação foram modeladas entre carga e paredes e as trocas por convecção estimadas através da prescrição de um coeficiente de troca por convecção. Os módulos e sentidos das velocidades do escoamento também foram prescritos, com base na análise experimental e nos volumes de gases deslocados.

O Modelo 2 resolveu o problema termo-fluidodinâmico completo do forno acoplado entre fluidos e sólidos. Embora a carga tenha sido considerada sólida, sem os canais de circulação de gases, se introduziu um modelo de troca convectiva e radiativa em cada elemento da malha no interior da carga, de forma a ter um comportamento mais próximo à carga com os canais. Em nenhum dos modelos a reação de combustão foi considerada, tendo sido modelada através de uma abordagem mais simples, baseada na energia liberada pela massa de combustível consumida, resultando em gases de combustão aquecidos. Ambos os modelos consideraram a carga em movimentação contínua, de acordo com a produção média do forno para o dia de medição analisado.

Resultados dos dois modelos foram comparados com os dados medidos no forno em questão. Desta comparação foi possível verificar que tanto o Modelo 1, quanto o Modelo 2 obtém estimativas dos fluxos de energia de saída do forno e temperaturas na carga consistentes com o forno em operação. Com o Modelo 2 é possível identificar tendências no escoamento do fluido dentro do forno, não identificáveis no Modelo 1.

Uma análise realizada com o Modelo 2 comparando resultados empregando o modelo de trocas térmicas internas à carga e sem o mesmo foi realizada e concluiu-se que a modelagem das trocas térmicas internas da carga é importante na obtenção de resultados coerente com o comportamento real de um forno deste tipo. A não consideração destas trocas levou a resultados que indicaram uma não queima da carga total (quando a carga toda não atinge a temperatura de queima durante sua passagem no forno) em um caso onde verificou-se experimentalmente a queima completa da carga.

Por fim, destaca-se que a aplicabilidade destes resultados pode ser estendida aos estudos de modelagem numérica de fornos túnel de qualquer geometria, produto e combustível, não estando limitada ao forno específico analisado aqui.

7.1 Recomendações de trabalhos futuros

Alguns aprimoramentos interessantes podem ser realizados na experimentação e modelagem realizados nesta tese e são sugeridos como trabalhos futuros:

- Levantamento de dados da carga durante sua passagem no forno;
- Modelagem da movimentação da carga em blocos de forma periódica, de acordo com o seu ciclo real dentro do forno;
- Desenvolver o modelo para consideração de reações químicas da combustão de serragem, bem como da queima da argila, possibilitando a análise de produção de poluentes.

Modelar as reações químicas que ocorre na massa cerâmica para caracterizar melhor a queima da carga.

8 Referências

ABBAKUMOV, V. G.; *Analyzing the heating and cooling of products in high temperature tunnel kiln*. Refractories, v.9, nº 2, p. 19-25, 1981.

ABOU-ZIYAN, H. Z.; *Convective heat transfer from different brick arrangements in tunnel kiln*. Applied Thermal Engineering, v. 24, p. 171 – 191, 2004.

ANDERSON, J. D. JR; *Computational fluid dynamics: The basics applications*. McGraw-Hill, New York, 1995.

Associação Brasileira de Cerâmica – ABCERAM. Disponível em: <http://www.abceram.org.br/site/index.php?area=4>. Acesso em: 01/06/2015.

Associação Nacional da Indústria de Cerâmica – ANICER. Associação Nacional da Indústria de Cerâmica. Disponível em: <http://portal.anicer.com.br/setor/>. Acesso em: 01/06/2015

Associação Nacional dos Fabricantes de Cerâmica de Revestimento - ANFACER. Disponível em: <http://www.anfacer.org.br/site/default.aspx?idConteudo=159&n=Brazil>. Acesso em: 01/06/2015.

Balanço Energético do Estado de Santa Catarina: Setor Industrial, 2014.

BAUKAL, C. E.; *Heat Transfer in Industrial Combustion*, CRC Press LLC, New York, 2000.

Bazzo, E.; *Geração de Vapor*, 2ª ed., Florianópolis, Editora UFSC, 1995.

BEJAN, A.; *Convective Heat Transfer*, Wiley, 3ª ed., 2004

BLAZEK, J.; *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*, Elsevier, p., 2001.

CADDET; *Insulated Carts for Tunnel kilns in Brick Manufacture. Entre for the Analysis and Dissemination of Demonstrated Energy Technologies*, March, Netherlands, 1993.

CARVALHO, M. G.; Nogueira, M.; *Improvement of Energy Efficiency in Glass-Melting Furnace, Cement Kilns and Baking Ovens*. Applied Thermal Engineering, v. 17, 1997.

CHURCHILL, S. W., CHU, H., H. S.; *Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Vertical Plate*, International Journal of Heat and Mass Transfer, V. 18, P. 1323, 1975.

DADAM, A. P.; *Análise Térmica de um Forno Túnel Utilizado na Indústria Cerâmica*, Dissertação de Mestrado, Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFSC, 2005.

DELMÉE, G. J.; *Manual de Medição de Vazão*. Edgar Blucher, São Paulo, 1982.

DUGWELL, D. R., OAKLEY, D. E.; *A model of Heat Transfer in Tunnels Kilns Used for Firing Refractories*. International Journal of Heat Mass Transfer. V. 31, n° 11, 1986

DUGWELL, D. R., OAKLEY, D. E.; *Correlation of convective heat transfer data for tunnel kilns*. ZI, Ziegelindustric International; Brick and Tile Industry International. V.12, n° 10, 1988

FACINCANI, E.; *Tecnologia Cerámica – Los Ladrillos*. Grupo Editoriale Faenza Editrice Iberica, 1993.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J.; *Introdução à Mecânica dos Fluidos*, sexta edição, Livros Técnicos e Científicos Editora, 2006.

FREITAS, F. C. G.; *Balanco Energético de um Forno Túnel de Cerâmica Estrutural Convertido de Lenha para Gás Natural*. Tese de Doutorado, Pós-Graduação em Engenharia Química, UFRN, 2007.

GARDIEK, H. O., SCHOLZ, R.; Thermal Technology for Tunnel Kiln Firing in the Ceramic Industry. Interceram, v.30., 1981.

GRIM, R. E., JOHNS JR, W. D.; *Reactions accompanying the firing of brick*. Journal of the American Ceramic Society, v.34, n° 3 p. 71 – 76, 1951.

HALASZ, G., TOTH, J., HANGOS, K. M.; *Energy Optimal Operation Conditions of a Tunnel Kiln*. Computational Chemical Engineering, V.12 p. 183-187, 1988.

HOWARD, J. N.; Proc. Institute Radio Engr. E 47, p.1451, 1959.

HUBBLE, D. H.; *The Making Shaping and Treating of Steel*, 11th edition, Pittsburgh, PA, 1998.

INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P.; *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*, 5^a ed., Rio de Janeiro, LTC Editora, 2003.

KAYA, S., KUÇUKADA, K., MANÇUHAN E.; *Model Based Optimization of Heat Recovery in Cooling Zone of a Tunnel Kiln*, Applied Thermal Engineering, V28, p. 633-641, 2008.

KAYA, S., MANÇUHAN, E., KUÇUKADA, K.; *Modeling and Optimization of the Firing Zone of a Tunnel Kiln to Predict the Optimal Feed Locations and Mass Fluxes of the fuel and Secondary Air*, Applied Energy, V. 86, P. 325-332, 2009.

LAUNDER, B. E.; SPALDING, D. B.; *The numerical computational of turbulent flow*. Comp. Meth, Appl. Mech. Eng., v.3, p. 269-289, 1974.

LOCKWOOD, F. C., SHAH, N. G.; *A new radiation solution method of incorporation in general combustion prediction procedures; 18th Symposium Int. on combustion. The Combustion Institute, Pittsburgh, PA, p. 1405 – 1414, 1981.*

MAGNUSSEN, B. F.; *On the Structure of Turbulence and a Generalized Eddy Dissipation Concept for Chemical Reactions in Turbulent Flow*, 19th AIAA Sc. Meeting, St. Louis, USA, 1981

MATHIEU, J.; SCOTT, J.; *An introduction to turbulent flow*. Cambridge University Press, United Kingdom, 2000.

MALISKA, C. R.; *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*. LTC Editora, 2^a Edição, Florianópolis, 2004

MANCUHAN, E., KUCUKADA, K.; *Optimization of Fuel and Air Use in a Tunnel Kiln to Produce Coal Admixed Bricks*, Applied Thermal Engineering, v.26, p. 1556 - 1563, 2006.

MCCOLM, I. J.; *Ceramic Science for Material Technologist*. Leonard-Hill, Glasgow, 1981

NACCACHE, M. F., GOMES, M. S. P., NIECKELE, A. O.; *Numerical Simulation of Flow and Heat Transfer Through a Tunnel kiln*. International Congress of Mechanical Engineering, Ouro Preto, 2005.

NICOLAU, V. P., DADAM, A. P.; *Numerical and Experimental Thermal Analysis of a Tunnel Kiln Used in Ceramic Production*, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences & Engineering, V. 31, p., 297 - 304, 2009.

NIECKELE, A. O., NOCCCHE, M. F., GOMES, M. S. P.; *Combustion Performance of an Aluminum Melting Furnace Operating with Natural Gas and Liquid*. Applied Thermal Engineering, v. 41, p. 841-851, 2011.

OBA, R.; *Análise Térmica Numérica e Experimental de um Forno Túnel*. Dissertação de Mestrado, Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFSC, 2011.

OBA, R.; POSSAMAI, T. S., NICOLAU, V. P.; *Thermal analysis of a tunnel kiln used to produce roof tiles*; Applied Thermal Engineering, v. 63, p. 59 - 65, 2014.

- PATANKAR, S. V.; *Numerical heat transfer and fluid flow*. McGraw-Hill, New York, 1980.
- POSSAMAI, T. S., OBA, R., NICOLAU, V. P.; *Numerical and experimental thermal analysis of an industrial kiln used for frit production*. Applied Thermal Engineering, v. 48, p. 414-425, 2012.
- PRASERTSAN, S., THEPPAYA, T.; *A study toward energy saving in brick making: Part 1 – Key Parameters for Energy Saving*. International Energy Journal, v17, 1995.
- REMMEY, G. B.; *Firing ceramics, advanced series in ceramics*, V.2, World Scientific Publishing Co., 1994.
- RHIE, C. M., CHOW, W. L.; *Numerical study of the turbulent flow past as airfoil with trailing edge separation*. AIAA Journal, v.21, p. 1525 – 2535, 1983.
- ROBINSON, G. D.; Quart. J. Roy. Meteorol. Soc. v. 77, p.153, 1951.
- SANTOS, G. M.; *Estudo do Comportamento Térmico de um Forno Túnel Aplicado à Indústria Cerâmica Vermelha*, Dissertação de Mestrado, Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFSC, 2001.
- SCHWOB, M. R. V., HENRIQUES JR, M., SZKLO, A.; *Technical Potential for Developing Natural Gas Use in the Brazilian Red Ceramic Industry*, Applied Energy, v.86, p. 1524-1531, 2009.
- SIEGEL, R., HOWELL, R. J.; *Thermal Radiation Heat Transfer*, Third Edition, New York, 1992.
- URNS, S. R.; *An Introduction to Combustion*, McGraw-Hill, New York, 2000.
- VERSTEEG, H. K., MALALASEKERA, W.; *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volumes methods*. Longman Scientific & Technical , England, 1995.

VLASOV, D.; *Combustíveis, Combustão e Câmaras de Combustão*, Editora UFPR, Curitiba, 2001.

YU, B.; *Dynamic Modeling of a Tunnel Kiln*. Heat Transfer Engineering, v.15, nº 2, p. 39-52, 1994.

A. Anexo – Incerteza de medição

Este anexo apresenta as incertezas relacionadas com as medições realizadas em campo no forno túnel estudado. A análise de incerteza foi baseada no Guia de Expressão de Incerteza em Medições (ISO, 2008). Primeiramente, a teoria relacionada com a estimativa de incertezas aplicável ao problema é apresentada. Na sequência as incertezas estimadas para cada variável em cada medição são indicadas.

A.1 - Teoria

Dois tipos de medições podem ser realizadas: medições diretas e medições indiretas. Medições diretas correspondem a medições onde a indicação resulta da aplicação do sistema de medição sobre o mensurando. Medições indiretas se caracterizam pela utilização da indicação do sistema de medição através de expressões matemáticas para a obtenção da variável desejada.

Neste trabalho, se classificam como medições diretas as medidas de temperatura com termopares e a análise de gases através do analisador de gases. Como medições indiretas estão as medições de vazão com o Pitot e as medições de temperatura com o radiômetro. Na primeira, a pressão dinâmica é medida e usada para o cálculo da vazão mássica e na segunda a intensidade de radiação é medida e usada para o cálculo da temperatura.

A.1.1 - Estimativa da incerteza padrão

Incerteza padrão (u) é o nome dado para a faixa de dispersão em torno de um valor central medido, equivalente ao desvio padrão de um erro aleatório. Cada fonte de incerteza da medição é contabilizada a partir de sua incerteza padrão. O Guia descreve duas técnicas para determinação de incerteza padrão. A primeira, denominada de “Avaliação de erro tipo A” consiste na estimativa da incerteza a partir de meios estatísticos. A segunda, “Avaliação de erro tipo B”, usa informações conhecidas a priori sobre o comportamento do erro. Elas são resumidas a seguir.

A.1.1.1 - Tipo A

O erro de tipo A é determinado a partir de valores medidos repetitivamente do mensurando, sendo equivalente ao desvio padrão. Para uma variável “X”, aleatória, sendo medida, as Equações (A.1) a (A.3) apresentam a estimativa do seu valor médio (\bar{X}), desvio padrão ($s(X)$) e incerteza padrão ($u(X)$) para “n” medidas estatisticamente independentes.

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X_i \quad (\text{A.1})$$

$$s(X) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}{n-1}} \quad (\text{A.2})$$

$$u(X) = s(\bar{X}) = \frac{s(X)}{\sqrt{n}} \quad (\text{A.3})$$

O número de graus de liberdade de cada fonte de incerteza (ν) é definido como

$$\nu = n - 1 \quad (\text{A.4})$$

A.1.1.2 - Tipo B

Quando uma avaliação estatística como a apresentada acima não é possível, o erro associado com a medição é estimado com base em outros dados, como informações conhecidas a priori, e chamado de avaliação Tipo B.

Dentro deste tipo de avaliação, é aqui usada apenas a estimativa da incerteza padrão com base no limite máximo de variação para a estimativa da incerteza ocorrida devido a resolução dos equipamentos usados nas medições. Neste caso, uma distribuição de probabilidades uniforme é adotada como associada a este tipo de erro e a incerteza padrão é dada pela

Equação (A.5). Nesta equação LS representa o limite superior e LI o limite inferior da resolução do equipamento. O grau de liberdade considerado é infinito para este caso é infinito.

$$u(T) = \frac{LS - LI}{2\sqrt{3}} \quad (A.5)$$

A.1.1.3 - Combinação de efeitos

A contabilização dos erros de todos as possíveis fontes de erro é realizada com a combinação das incertezas padrões de cada fonte de erro, estimadas com base na teoria acima. Para efeitos estatisticamente independentes e medições diretas, a incerteza padrão combinada é dada pela Equação (A.6). São considerados efeitos estatisticamente independentes efeitos que não apresentam relação alguma um com outro, ou seja, a variação de um não influencia no outro.

$$u_c = \sqrt{u_1^2 + u_2^2 + \dots + u_p^2} \quad (A.6)$$

Na medição indireta, o valor associado ao mensurando é determinado a partir da combinação de duas ou mais grandezas por meio de expressões matemáticas. Considerando grandezas estatisticamente independentes, seja uma grandeza G calculada em função de diversas grandezas de entrada relacionadas por

$$G = f(x_1, x_2, x_3, \dots) \quad (A.7)$$

A incerteza combinada da grandeza G é estimada por:

$$u^2(G) = \left(\frac{\partial f}{\partial x_1} u(x_1) \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2} u(x_2) \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_3} u(x_3) \right)^2 + \dots \quad (A.8)$$

Para ambos os tipos de medições, o número de graus de liberdade efetivo é dado pela Equação (A.9). A incerteza padrão combinada dada pela Equação (A.8) corresponde ao desvio

padrão resultante da ação combinada das várias fontes de incerteza da medição.

$$\frac{u_c^4}{v_{ef}} = \frac{u_1^4}{v_1} + \frac{u_2^4}{v_2} + \dots + \frac{u_p^4}{v_p} \quad (A.9)$$

Uma distribuição de Student é assumida para os efeitos de incerteza combinados e a incerteza padrão combinada é multiplicada pelo coeficiente de Student para nível de confiabilidade de 95,45% associado aos graus de liberdade efetivos calculado pela Equação (A.9). Essa variável é denominada então incerteza padrão expandida, dada pela Equação (A.10). A incerteza expandida corresponde a faixa de valores que enquadra a incerteza com nível de confiança de 95,45%.

$$U_{95\%} = u_c k_{95\%} \quad (A.10)$$

A.2 - Estimativa das incertezas expandidas nas medições realizadas

Na sequência cada variável medida é apontada com sua respectiva tabela de balanço de incertezas.

A.2.1 - Temperatura

Nas medidas de temperatura obtidas com termopares, foram consideradas duas fontes de erros: os erros de repetitividade (Tipo A) e o erro da resolução da escala (Tipo B).

A Tabela A.1 apresenta o balanço de incertezas para as medições de temperatura do ar da chaminé de aquecimento e resfriamento. A resolução do termômetro utilizado foi de 0,1°C. Para assegurar medições independentes, a cada novo ponto de medição o termopar foi retirado e recolocado dentro da chaminé com tempo de espera para estabilização do sensor de aproximadamente 3 minutos.

Anexo – Incerteza de medição

Tabela A.1 – Incertezas associadas com a medição de temperatura nas chaminés (°C).

Símbolo	Fonte de erro	Tipo de distribuição	Incerteza padrão	Graus de liberdade	Incerteza padrão	Graus de liberdade	Incerteza padrão	Graus de liberdade
Aquecimento				Resfriamento		Carga na saída		
u_{Re}	Repetitividade	Normal	0,874	13	1,963	7	5,171	3
u_R	Resolução	Retangular	0,0144	∞	0,0144	∞	0,0144	∞
u_c	Incerteza padrão combinada	Normal	0,8743	13	1,263	7	5,171	3
$U_{95\%}$	Incerteza expandida (95%)	Normal	1,95	-	4,77	-	14,84	-

A.2.2 - Vazões

Nas medidas de vazão de fluido, também foram consideradas duas fontes de erros: os erros de repetitividade (Tipo A) e o erro da resolução da escala (Tipo B).

A Tabela A.2 apresenta o balanço de incerteza para as medições de vazão das chaminés de aquecimento e resfriamento. O micromanômetro possui resolução de 1 Pa. Para a vazão medida com o Pitot foram consideradas a repetitividade das medidas de pressão, a resolução da escala do micromanômetro, a resolução de escala da trena utilizada para medição do diâmetro do tubo e a incerteza relacionada com a medição de temperatura do fluido.

A.2.3 – Composição dos gases na chaminé 1

A Tabela A.3 apresenta a incerteza para cada componente dos gases medidos na chaminé de aquecimento. Apenas as composições de CO₂, CO, O₂ e NO foram consideradas. A queima ocorre entre biomassa e ar ambiente.

A.2.4 - Temperatura da superfície externa das paredes laterais

A temperatura da superfície externa das paredes foi medida em três alturas diferentes (região inferior, central e superior) ao longo de 40 pontos igualmente espaçados no comprimento do forno com um pirômetro. A emissividade adotada para todas as medidas foi de $0,8 \pm 0,03$, estimada com o uso de um termopar tipo K e do próprio pirômetro em conjunto para 3 pontos do forno. Devido a grande quantidade de pontos optou aqui por apresentar apenas a maior incerteza estimada ao longo dos 40 pontos. A incerteza da emissividade já está contabilizada na incerteza da medição de temperatura. A Tabela A.4 apresenta a incerteza da temperatura da superfície lateral do forno.

A.2.5 – Cálculo da incerteza na estimativa nas taxas de energia para o balanço de energia

A estimativa das incertezas nas taxas de energia apresentadas na Tabela 3.7 foram calculadas diretamente da

teoria da seção A.1.1 para medições indiretas a partir das incertezas das variáveis que compõem cada taxa de energia e estão apresentadas no capítulo 3 juntamente com os dados experimentais.

Tabela A.2 – Incertezas associadas com a medição de vazão de fluido nas chaminés de aquecimento (chaminé 1) e resfriamento (chaminé 2).

Símbolo	Fonte de erro	Tipo de distribuição	Incerteza padrão	Graus de liberdade	Incerteza padrão	Graus de liberdade	Unidade
Chaminé 1				Chaminé 2			
$u_{c,Pitot,1}$	Ponto 1	Normal	2,56	5	0,67	2	Pa
$u_{c,Pitot,2}$	Ponto 2	Normal	3,38	5	1,76	2	Pa
$u_{c,Pitot,3}$	Ponto 3	Normal	3,43	5	2,00	2	Pa
$u_{c,Pitot,4}$	Ponto 4	Normal	4,94	5	0,67	2	Pa
$U_{c,Pitot,5}$	Ponto 5	Normal	-	-	1,77	2	Pa
$U_{c,Pitot,6}$	Ponto 6	Normal	-	-	0,66	2	Pa
$U_{c,Pitot,7}$	Ponto 7	Normal	-	-	0,67	2	Pa
$U_{c,Pitot,8}$	Ponto 8	Normal	-	-	0,67	2	Pa
V	Velocidade média	Normal	0,12	1	0,08	1	m/s
A	Área	Normal	0,0007	8	0,0007	8	m ²
u_c	Incerteza padrão combinada	Normal	0,263	1	0,15	1	kg/s
$U_{95\%}$	Incerteza expandida (95%)	Normal	3,7	-	2,0	-	kg/s

Tabela A.3 – Incertezas associadas com a medição de composição dos gases (%¹)

Símbolo	Fonte de erro	Tipo de distribuição	Incerteza padrão	Graus de liberdade	Unidade
u_{Re}	Repetitividade - CO ₂	Normal	0,289	12	%
u_R	Resolução - CO ₂	Retangular	0,0014	∞	%
u_{Re}	Repetitividade - O ₂	Normal	0,253	12	%
u_R	Resolução - O ₂	Retangular	0,0014	∞	%
u_{Re}	Repetitividade - CO	Normal	76,409	12	ppm
u_R	Resolução - CO	Retangular	0,2887	∞	ppm
u_{Re}	Repetitividade - NO	Normal	0,500	12	ppm
u_R	Resolução - NO	Retangular	0,2887	∞	ppm
u_c	Incerteza padrão combinada - CO ₂	Normal	0,289	12	%
u_c	Incerteza padrão combinada - O ₂	Normal	0,253	12	%
u_c	Incerteza padrão combinada- CO	Normal	76,409	12	ppm
u_c	Incerteza padrão combinada- NO	Normal	0,577	12	ppm
$U_{95\%}$	Incerteza expandida (95%) - CO ₂	Normal	0,64	-	%
$U_{95\%}$	Incerteza expandida (95%) - O ₂	Normal	0,56	-	%
$U_{95\%}$	Incerteza expandida (95%) - CO	Normal	171	-	ppm
$U_{95\%}$	Incerteza expandida (95%) - NO	Normal	2	-	ppm

¹ volumétrico

Tabela A.4 – Incertezas associadas com a medição de temperatura das superfícies laterais externas do forno (°C)

Símbolo	Fonte de erro	Tipo de distribuição	Incerteza padrão
$U_{95\%,MAX}$	Incerteza expandida máxima (95%)	Normal	12,2